

ANAIS DO 25° CONGRESSO NACIONAL DE ESTUDANTES DE ENGENHARIA MECÂNICA

Volume 1 - Termociências, Mecânica dos Fluidos e Energia

Universidade de Brasília - Faculdade do Gama - UNB/ FGA Centro Universitário do Distrito Federal - UDF Brasília 27 a 31 de Agosto de 2018 www.eventos.abcm.org.br/creem2018/



Anais do 25º Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica Vol.1 – Termociências e Mecânica dos Fluidos, e Energia

Universidade de Brasília – Faculdade do Gama Centro Universitário do Distrito Federal Brasília, 27 a 31/AGO/2018 https://eventos.abcm.org.br/creem2018

CREEM 2018

Caros colegas Professores, Pesquisadores e Alunos

É com imenso prazer que disponibilizamos os Anais do XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – CREEM 2018, contendo na íntegra os artigos submetidos e aprovados para apresentação durante o evento.

O CREEM 2018 ocorre em Brasília, no campus do Centro Universitário do Distrito Federal - UDF, entre os dias 27 e 31 de agosto de 2018. Esta é a 25ª edição deste tradicional congresso na agenda da ABCM e que reúne professores, pesquisadores e estudantes de graduação brasileiros, desse modo o evento adquire um importante papel na iniciação da carreira científica dos alunos de engenharia mecânica do Brasil. Durante os cinco dias de evento são apresentadas palestras do mais alto nível, para as quais foram convidados eminentes pesquisadores nacionais.

Agradecemos a todos que enviaram seus trabalhos, apresentados nas seções temáticas orais no decorrer do congresso. Agradecemos também ao comitê científico pela revisão dos artigos submetidos.

Um agradecimento especial deve ser feito às agências, instituições e empresas que apoiaram este evento, tornando possível a sua realização.

Cordialmente

Comissão Organizadora do XXV CREEM







CREEM 2018 27 a 31 de agosto de 2018 – UDF e UnB

PROMOÇÃO: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas – ABCM

Comissão Organizadora:

Daniel de Oliveira Fernandes Jalusa Maria da Silva Ferrari Jhon Nero Vaz Goulart José Leandro Cardoso Rivera Vila Kauan de Torres Eiras Laís Almeida Nunes Laís Rocha Carvalho Lara Cristina Pereira de Araújo Lucas Henrique Vieira Dias Pedro Paulo Silva de Almeida Tiago de Melo Comitê Científico (Chairman):

Adrián Alberto Betancur Arroyave Christian Doré Christian Venditozzi David Gustavo Dias Jhon Nero Vaz Goulart Juliano Ferreira Martins Leonel Leonardo Delgado Morales Linconl Araújo Teixeira Maura Angelica Milfont Shzu Tiago de Melo Willian Arvey Molano Gabalan

Palestrantes Convidados:

Carlos Alberto Gurgel Veras Gherhardt Ribatski João Pedro Taborda Lottermann João Manoel Dias Pimenta Marco Antonio Rodríguez Martínez Marco Aurélio Candia Braga Maria del Pilar Hidalgo Falla Sergio Henrique da Silva Cordeiro Suzana Moreira Avila Tiago de Bortoli Luciano

Comissão Organizadora do XXV CREEM



CREEM 2018 27 a 31 de agosto de 2018 – UDF e UnB

PROMOÇÃO: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas – ABCM

Comissão Organizadora:

Daniel de Oliveira Fernandes Jalusa Maria da Silva Ferrari Jhon Nero Vaz Goulart José Leandro Cardoso Rivera Vila Kauan de Torres Eiras Laís Almeida Nunes Laís Rocha Carvalho Lara Cristina Pereira de Araújo Lucas Henrique Vieira Dias Pedro Paulo Silva de Almeida Tiago de Melo

JNR (

O novo endereço da tecnologia

Apoio:



Centro Universitário

ÍNDICE

Termociências e Mecânica dos Fluidos

ANÁLISE CFD DA BARRAGEM DO GELADO NA MINA DE FERRO CARAJÁS Vinícius dos Santos Gonçalves e Allison de Sá Barreto Ferreira	1
ANÁLISE COMPARATIVA DE PERFIS AERODINÂMICOS DE ALTA SUSTENTAÇÃO UTILIZANDO A FERRAMENTA DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL Caio Vinícios Reis de Araújo, Késsio Jhonys Silva e Dimitri Oliveira e Silva	7
ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE TEMPERATURA NA CABEÇA DO PISTÃO E NA PAREDE DO CILINDRO DE UM MOTOR DIESEL Moisés Abreu de Sousa, Manoel Fernandes Martins Nogueira e Rafaela Dutra Boaventura	15
ANÁLISE EXPERIMENTAL DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL DA PAREDE INTERNA DE TUBULAÇÕES EM FUNÇÃO DA PERDA DE CARGA Phernanda Vargas, Bernardo Abdão Pinto, Diego Alves de Moro Martins e Bruno Batista Gonçalves	21
ANÁLISE EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM TORNO DE UM PERFIL DE ASA Alexandre de Almeida Alves, Fernando Augusto Alves Mendes e Augusto Salomão Bornschlegell	30
ANÁLISE NUMÉRICA DA PERDA DE CARGA EM ESCOAMENTOS TURBULENTOS EM DUTOS CURVOS Hugo Campos Lima Silva e Diego Alves de Moro Martins	39
ANÁLISE PARAMÉTRICA DE UMA FITA TORCIDA PARA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA Luis Gonçalves da Silva Junior e Leandro Oliveira Salviano	46
ANÁLISE NUMÉRICA DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DE UM DISCO DE FREIO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE Breno Tavares Baia, Gabriel Duarley Sousa da Silva, Rodrigo Sampaio Costa e Moisés	56

Abreu de Sousa

APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DE PLANEJAMENTO FATORIAL PARA OTIMIZAÇÃO DE FORMA DO PERFIL AERODINÂMICO NACA 2408 Lucas Marques Monteiro e Felipe Pamplona Mariano	63
AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE NANOFLUIDOS DE PRATA/H2O-EG Abelar Henrique Dias Vaz, Edwin Martin Cárdenas Contreras e Enio Pedone Bandarra Filho	73
CARACTERIZAÇÃO DA DIREÇÃO E DA VELOCIDADE DO VENTO NA CIDADE DE PONTA GROSSA-PR Vivian Machado, Thiago Antonini Alves e Yara de Souza Tadano	81
COMPARAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DO REFRATÁRIO NA PANELA DE AÇO POR SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL Allison de Sá Barreto Ferreira, Vinícius dos Santos Goncalves e Márcio Corrêa Carvalho	90
COMPORTAMENTO TÉRMICO DE SUPERFÍCIES MODIFICADAS NO REGIME DE EBULIÇÃO NUCLEADA Isabela Ignácio da Silva, Leonardo Lachi Manetti e Elaine Maria Cardoso	96
DESENVOLVIMENTO DE UM CORPO DE PROVA AQUECIDO PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR Marcelo Silveira e Jhon Goulart	104
DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA: UMA PROSPECÇÃO TECNOLÓGICA Rafael Jarbas Barradas do Nascimento, Caio Vitor Alves Feitosa e Armystron Gonçalves Ferreira de Araújo	114
ESTUDO ANALÍTICO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO DO BAJA SAE Yuri Gubert Souza, Ramon Eduardo Pereira Silva e Augusto Salomão Bornschlegell	121
ESTUDO DO FLUXO MULTIFÁSICO DE PROPELENTES EM MOTOR FOGUETE HÍBRIDO Caio Henrique Franco Levi Domingos e Olexiy Shynkarenko	130

ESTUDO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM FORNO DESTINADO À PRODUÇÃO DE CARVÃO	140
Pedro Augusto Marques Sanches, Fernando Takeshi Fukuoka, Omar Seye, Liomar de Oliveira Cachuté e Augusto Salomão Bornschlegell	
ESTUDO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM TORNO DE CILINDRO DE BASE TRIANGULAR BIDIMENSIONAL PARA BAIXOS NÚMEROS DE REYNOLDS Thiago Lenon Barros da Silva, Fernando Augusto Alves Mendes e Augusto Salomão Bornschlegell	149
ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DA PERDA DE CARGA, FATOR DE ATRITO E TENSÃO CISALHANTE EM DUTOS DE PASSAGEM ANULAR EXCENTRICA Danily Andrade Veloso, Diana Caterinne Sandoval e Jhon Nero Vaz Goulart	158
ESTUDO NUMÉRICO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA TRANSIENTE EM PLACAS Taísa Santos Machado, William Denner Pires Fonseca e Eduardo Mendonça Pinheiro	168
ESTUDO NUMÉRICO E COMPARATIVO DA PERDA DE CARGA EM DUTOS DE SUCÇÃO DO TIPO BULBO E FRANCIS José Leandro Vila, Pedro Paulo Almeida e Tiago de Melo	177
ESTUDO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO COM AJUSTES DE MULTI TUBO E CHICANAS Pedro Paulo Almeida, José Leandro Vila e Tiago de Melo	187
ESTUDO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM TROCADORES DE CALOR SIMPLES Felipe José Lucchesi Rocha, Charlles Dannilo Sales de Oliveira, Felipe Torres Falleiros, Abpar Diago Pinto Siguaira o Tiago do Molo	197
FABRICAÇÃO E ENSAIOS DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE VENTILADORES Fabiano Pagliosa Branco, Diego Souza Andrade, Rayanne Rocha Dadalto e Ana Carla	207
Simão Queiróz MEDIÇÃO DE ATRITO EM SUPERFÍCIES FUNCIONALIZADAS FISICAMENTE E LUBRIFICADAS COM ÓLEO DE SOJA	213

Rayanne Rocha Dadalto e Marco Hiroshi Naka

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ESCOAMENTO BIFÁSICO PARA ESTUDO DE HIDROCICLONE VIA CFD	221
Irvylle Raimunda Mourão Cavalcante e Felipe Chagas Storti	
OTIMIZAÇÃO DA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA POR MEIO DE GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS DO TIPO DELTA-WINGLET Gustavo Estevo Felix, Felipe Augusto da Silva e Leandro Oliveira Salviano	231
PROJETO DE GERAÇÃO DE FRIO NA INDÚSTRIA DE BENS DE CONSUMO	241
Matheus Teixeira de Oliveira e Rafael Sacsa Díaz	
PROJETO EXPERIMENTAL PARA A PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DE FONTES OCEÂNICAS	248
Wallace Soeiro Ferreira, Reginaldo Nunes da Silva e Fernando Lima de Oliveira	
PROPOSTAS PARA A MELHORIA NO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO UTILIZANDO RODA D'ÁGUA Lucas Eduardo Patrzyk, Christian Lemes Amolaro, João Leonardo Daleffe Nespolo e Luiz Eduardo Melo Lima	253
SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO AO REDOR DO CORPO DE AHMED	263
Jalusa Maria da Silva Ferrari, Thiago Gomes e Jhon Nero Vaz Goulart	
SOLUÇÃO ANALÍTICA E NÚMERICA DO ESCOAMENTO DE COUETTE EM REGIME TRANSIENTE PARA FLUIDOS NEWTONIANOS	273
Almério José Venâncio Pains Soares Pamplona e Joel Roberto Guimarães Vasco	
TEMPO DE MISTURA EM TANQUES COM IMPULSORES MECÂNICOS EQUIPADOS COM CHICANA PADRÃO E MODIFICADA Murilo Antunes Alves Lucindo, Breno Dantas Santos, Felipe dos santos Pitta, Juliana Sanches da Silva, Marcos bruno Santana, Karina Sampaio de Lima, Deovaldo de Moraes Júnior e Vitor da Silva Rosa	280
VISUALIZAÇÃO DE ESCOAMENTOS EM TORNO DE UM CILINDRO DE BASE QUADRADA A BAIXO NÚMERO DE REYNOLDS Leonardo Mendes de Souza, Fernando Augusto Alves Mendes, Augusto Salomão Bornschlegell	290

VISUALIZAÇÃO DO ESCOAMENTO AO REDOR DE PERFIS DISPOSTOS EM TANDEM EM 298 TÚNEL HIDRODINAMICO VERTICAL

Fabio Henrique de Paula Bocalon, Douglas Domingues Bueno e Aluísio Viais Pantaleão

Energia

AMORTECEDOR GERADOR DE ENERGIA

308

338

Emanuel Augusto Morais Ferreira, Erlano Campos Dos Reis, Guilherme Flavio França Costa, Igor Thiago Mendes, Ihago Sérgio de Araújo, Nardele de Paula Oliveira, Ridley Diangeles Vieira e Thiago Costa Tavares Morais

ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA UTILIZAÇÃO DE AEROGERADORES EM FAROL					
DE SÃO TOMÉ - RJ	010				
Rianca da Silva Pereira, Erank Payan de Souza, Virgínia Sigueira Goncalves, Elias Rocha					

Bianca da Silva Pereira, Frank Pavan de Souza, Virgínia Siqueira Gonçalves, Elias Rocha Gonçalves Júnior e Cássio Rangel Paulista

VALIDAÇÃO EM LABORATÓRIO E EM CAMPO DE UM MODELO DE TRANSFERÊNCIA 328 DE CALOR PARA CONECTORES ELÉTRICOS DE SUBESTAÇÕES

Willian Mendes Ferreira, Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Márcio Ziviani e Roberto Márcio de Andrade

AVALIAÇÃO DO MECANISMO DE CRESCIMENTO DA CAMADA DE ÓXIDO EM CHAVES SECCIONADORAS DE SUBESTAÇÕES

Alessandro Miranda de Freitas, Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Roberto Márcio de Andrade

AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE RESÍDUOS 347 SÓLIDOS URBANOS NA REGIÃO METROPOLITANA DE LONDRINA

Felipe Lima Castro Gerhardt, Guilherme Oliviak Stabile, Pedro Henrique Biazi Paulovich de Lima, Willian de Almeida Luz, Rodrigo Corrêa da Silva e Ismael de Marchi Neto

AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DA PRODUÇÃO DE ETANOL UTILIZANDO 357 COMO MATÉRIA-PRIMA A CANA-DE-AÇÚCAR: UMA PROSPECÇÃO TECNOLÓGICA

Pedro Augusto Silva de Sousa e Armystron Gonçalves Ferreira de Araújo

CARACTERIZAÇÃO DAS FONTES DE INCERTEZA INTRÍNSECAS DE UMA CÂMERA TERMOGRÁFICA EM LABORATÓRIO	363
Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Daniel Leon Ferreira Pottie e Matheus Pereira Porto	
CARACTERIZAÇÃO DO BAGAÇO DE CANA NO ESTADO DO ESPÍRITO SANTO COMO BIOMASSA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA	373
Bruno de Oliveira Schneider, Huarley Pratte Lemke, Eriky Fonseca e Alexandre Fundão	
ENERGIAS RENOVÁVEIS: POSSIBILIDADES DO USO DE MÁQUINAS STIRLING PARA GERAÇÃO DE ENERGIAS ELÉTRICA E MECÂNICA	379
Israel Conceição Rocha, Wesley Batista da Silva e Daniel Amaral Praxede Silva	
ESTUDO COMPARATIVO ENTRE AS APLICAÇÕES DE BIPV E PV EM UM nZEB PROPOSTO PARA A UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA	388
Larissa Alves de Albuquerque, Letícia Dias Ataíde, Mateus Castellar, José Ferreira da	
Silva Junior e Agda Silva Gomes	
ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO CRIOGÊNICO DE ENERGIA COM COGERAÇÃO	398
Guilherme Luis Guy Guimarães, Rafael Augusto Magalhães Ferreira e Matheus Pereira Porto	
ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM DIFUSOR CÔNICO APLICADO A UM MICROGERADOR EÓLICO Atamy Reis Tanque	408
INVESTIGAÇÃO DO IMPACTO DE MISTURAS POBRES NO DESEMPENHO DE UM MOTOR SCRE GDI	417
Lucimar Venâncio Amaral, Fabrício José Pacheco Pujatti, Alysson Fernandes Teixeira, Natália Regina de Souza Araújo e Victor Filipe Almeida Melo	
MODELAGEM MATEMÁTICA APLICADA À AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE PAINÉIS FOTOVOLTAICOS DE SILÍCIO	424
Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Daniel Leon Ferreira Pottie, Matheus Pereira Porto	
OTIMIZAÇÃO DE COBERTURAS PARA CONFORTO TÉRMICO	434
Bruna de Souza Melo, Erika Yamaguti Cherubini, Flávia Angelim Maia Vasconcelos,	

Osias Santos Neto

POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA PELO MÉTODO DE INCINERAÇÃO A 442 PARTIR DA BIOMASSA (LIXO VERDE) PRODUZIDA NA CIDADE DE MARABÁ

Luiz de Souza Silva e Moisés Sousa

AVALIAÇÃO DA PERDA DE RESISTÊNCIA MECÂNICA DE CABOS CONDUTORES DE 448 SUBESTAÇÕES CAUSADA PELA SOLICITAÇÃO TÉRMICA ATUANTE DURANTE REGIME DE FUNCIONAMENTO

Willian Mendes Ferreira, Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Henrique Eduardo Pinto Diniz e Roberto Márcio de Andrade Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ANÁLISE CFD DA BARRAGEM DO GELADO NA MINA DE FERRO CARAJÁS

Vinícius dos Santos Gonçalves e Allison de Sá Barreto Ferreira Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará Marabá-PA, 68505-080 – Folha 17, Quadra 04. vinisagon@hotmail.com

RESUMO: Este trabalho tem por objetivo apresentar o uso de técnicas em CFD para analisar o fluxo em possíveis falhas na gestão de barragens de rejeitos, tendo por objeto de estudo a Barragem do Gelado, localizada no Complexo Minerário das Minas de Ferro Carajás – PA. A falha em barragens de rejeitos, seja por quebra ou transbordamento, pode causar um fluxo súbito de detritos e consequências perigosas para todo o ecossistema e a sociedade que a cerca, vide o recente desastre em Mariana-MG. O artigo é baseado na solução de equações Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) acoplada ao modelo VOF. As simulações permitem examinar os padrões de fluxo pela interação do rejeito com a topologia real de uma região de 13 km que sucede demograficamente a Barragem do Gelado para entender melhor o mecanismo de falha da barragem.

Palavras-Chave: CFD, Fluxo Multifásico, Falha em Barragens

ABSTRACT: The objective of this paper is to present the use of CFD techniques to analyze the flow in possible failures in the management of tailings dams, with the purpose of studying the Ice Dam, located in the Carajás - PA Iron Mines Mining Complex. Failure in tailings dams, either by breakage or overflow, can cause a sudden flow of debris and dangerous consequences for the entire ecosystem and society surrounding it, see the recent disaster in Mariana-MG. The article is based on the solution of Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations (RANS) coupled to the VOF model. The simulations allow to examine flow patterns through the interaction of the tailings with the actual topology of a 13 km region that demographically succeeds the Iceberg Dam to better understand the dam failure mechanism.

Keywords: CFD, Multiphase Flow, Dam Failure

INTRODUÇÃO

Uma falha de barragem significa uma parcial ou catastrófica falha de uma barragem a qual carrega um incontrolável fluxo de fluido (Fread, 1993). Nesse contexto, é factível que as atividades operacionais de barragem são capazes de fomentar questões sociais, de segurança e, sobretudo, ambientais, que dependendo do nível e extensão do agravo, tornam-se fatores que comprometem a credibilidade da barragem, suas finalidades e de suas contribuições ao devido local em que está instalada.

De tais fatores de comprometimento de barragens, destacam-se problemas locais nos recursos hídricos (relacionados à oferta de água para abastecimento de Usinas); nos recursos hidráulicos (regularização e amortecimento de ondas de cheias); controle da produção de resíduos sólidos originados nas pilhas de rejeitos; e obras de terra existentes dentro da bacia hidrográfica (Oliveira, 2014).

Diante desse quadro, a mitigação dos impactos no maior grau possível requer uma modelagem da inundação com detalhes suficientes a fim de capturar as evoluções espaciais e temporais do evento de inundação (Jorgenson, 2004), bem como do campo de velocidade. A seleção de um modelo apropriado para simular corretamente o roteiro de cheia de barragem é, portanto, um passo essencial. Tradicionalmente, modelos uni e bidimensionais têm sido empregados para modelar a inundação de barragens, mas esses são limitados em sua capacidade de capturar a extensão espacial da inundação em termos de profundidade de fluxo, velocidade e tempo de chegada, ou até mesmo recessão das cheias, com algum grau de detalhamento.

Vários modelos CFD tridimensionais, baseados no conjunto das equações de Navier Stokes, já foram aplicadas a casos típicos de engenharia hidráulica, como o fluxo de açudes, ondas geradas pelo deslizamento de terra, fluxo através de pontes e barragens, etc. Para validar as simulações numéricas de ondas de inundação e investigar os métodos atuais em uso para previsão dos efeitos das falhas na barragem do gelado, definiu-se um conjunto de pontos especialmente abordados por Fennema e Chaundry (1990) para escoamentos em canais abertos e superfície livre. Os dados experimentais de Biscarini (2010) também foram levados em consideração aos resultados da modelagem proveniente de um Navier-Stokes detalhado via software na nuvem SimScale.



A interface ar-rejeito é capturada com o método de volume de fluido (VOF), concebido para dois ou mais fluidos imiscíveis, em que apenas um fluido (isto é, o ar) é considerado compressível e a posição da interface entre ambos é de interesse. Portanto, traduz-se em uma aplicação adequada para descrever problemas de superfície livre, tendo como foco o destaque do desempenho dos métodos numéricos empregados.

METODOLOGIA

Materiais e Métodos

A ferramenta SimScale representa o primeiro software cloud-based do mundo, onde o modelo numérico pode ser resolvido com base no código aberto OpenFOAM em termos de CFD de maneira geral, ou seja, utilizado do Método de Volumes Finitos, sendo possível abordar fluidos incompressíveis, compressíveis, transferência de calor convectiva, conjugada, transporte passivo escalar e multifásico.

Usando uma abordagem Euleriana, a descrição do movimento do fluido requer que o estado termodinâmico seja determinado em termos das propriedades sensíveis do fluido, pressão P, densidade ρ , temperatura T e velocidade u (Patankar, 1981), no entanto o fluxo de fluido é considerado isotérmico e incompressível.

Procedimento experimental

A Barragem do Gelado foi concebida para atender a regularização das vazões para abastecimento de água na Usina de Beneficiamento de Minério de Ferro e a contenção de rejeitos e sedimentos da Pilha Norte. A Barragem Gelado está indicada na Figura 1 onde estão ainda mostradas sua seção típica e uma vista geral do reservatório.



Figura 1. Oliveira (2014); Vista geral da Barragem do Gelado (a), vista por satélite em (b) e secção transversal da barragem em (c)



A geometria foi elaborada via SketchUp extraindo-se a topografia real do entorno que compõe a barragem do gelado na região de Carajás do mapeamento demográfico feito pelo Google Earth, como mostrado pela Figura 2:



Figura 2. Vista isométrica da topografia da Barragem do Gelado em modelo CAD

Figura 3. Vista lateral da topografia da Barragem do Gelado em modelo CAD

De acordo com Oliveira (2014a), os seguintes dados relevantes para o modelo tridimensional da Barragem do Gelado são:

- Construção 1983; 1995 Etapa 10 Alteamento; 2002 Etapa: 2º Alteamento;
- Altura Máxima da Barragem: 34,0 m;
- Área do Reservatório: 482,3585 ha;
- Volume do Reservatório: 30.060.785,7 m³;
- Precipitação Máxima Provável: 10.000 anos;
- Vazão Máxima Afluente: 345,0 m³/s.

A discretização do modelo se deu pelo algoritmo "Hex-dominant parametric" com dois refinamentos de superfície e um refinamento de inflação com 5 camadas, como mostra a Figura 4 para um total de 1895345 nós e 1488473 volumes.



Figura 4. Malha hexaédrica e suas regiões de refinamento no domínio fluido



Equações governantes

A abordagem multifásica tridimensional proposta aqui baseia-se na resolução numérica do equacionamento RANS. Para manter a natureza multifásica do fluxo, existem atualmente duas abordagens amplamente utilizadas: Euler-Lagrange e Euler-Euler, sendo a segunda uma abordagem empregada neste, onde a fase diferente é levada em conta considerando que o volume de uma fase não pode ser ocupado por outras fases. Então, o conceito de frações de volume de fase como funções contínuas de espaço e tempo são introduzidas.

Na prática, um único conjunto de equações RANS é resolvido pelo método VOF para o rastreamento da superfície e determinação da fração volumétrica das fases mencionada anteriormente. A fração 1 é rastreada em todo o domínio. Portanto, o conjunto de equações para o fluxo de fluido são:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{u} = \boldsymbol{0} \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) - \nabla \cdot ((\mu + \mu_t) s) = -\nabla p + \rho g + \sigma K \frac{\nabla \gamma}{|\nabla \gamma|}$$
⁽²⁾

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} + \nabla \cdot \left(u\gamma \right) = 0 \tag{3}$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O tipo de modelo de fluxo de ruptura pode ser classificado de acordo com o número de dimensões espaciais que simulam as equações de governo, sendo aqui um modelo RANS-VOF testado em um típico surto de falha na Barragem do Gelado. Em particular, os níveis da superfície de rejeitos são menores imediatamente a montante da barragem e mais a jusante em relação aos resultados de Biscarini. Além disso, o tempo máximo de chegada previsto pelo modelo é de 6s. As diferenças se relacionam às dimensões geométricas e aos efeitos tridimensionais da força gravitacional, em especial nas primeiras etapas do movimento.



Figura 5. Fennema e Chaundry (1990) para condição de não-simetria



Figura 6. Biscarini (2010) 7,2 s após a falha





Figura 7. Níveis de contorno de rejeito da Barragem do Gelado 7 [s] após a falha



Figura 8. Comparativo entre resultados experimentais de Biscarini e CFD tridimensional da Barragem do gelado; [a] 1.7 s, [b] 3.6 s, [c] 7 s

CONCLUSÃO

Este trabalho aborda um problema relevante na engenharia hidráulica: A seleção de um modelo apropriado para realizar o encaminhamento de fluxo de ruptura de barragem. O advento de recursos computacionais extremamente poderosos permite o uso de modelos tridimensionais que podem ser eficazes e eficientemente aplicados na modelagem e previsão do fluxo a partir de uma possível falha em barragens de rejeito. Além disso, o modelo tridimensional pode fornecer informações completas e detalhadas sobre as grandezas físicas no espaço e no tempo, que fornecem informações sobre a evolução do fluido, especialmente em termos de profundidade, perfil de superfície livre, velocidade do fluxo, dinâmica da frente da onda, etc. também sobre perfis de terrenos complexos e com frequentes descontinuidades.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi apoiado pela SimScale GmbH.



REFERÊNCIAS

- Biscarini, C., Di Francesco, S., and Manciola, P.: CFD modelling approach for dam break flow studies, Hydrol. Earth Syst. Sci., 14, 705-718, https://doi.org/10.5194/hess-14-705-2010, 2010.
- Fennema, R. J. and Chaudhry, M. H.: Explicit methods for twodimensional transient free-surface flows, JHE, 116(8), 1013-1034, 1990.
- Fread, D. L., Flow Routing in Handbook of Hydrology, edited by: Maidment, D. R., McGraw-Hill Inc., New York, USA, 10.1–10.36, 1993. Bordalo, S.N., Ferziger, J.H. and Kline, S.J.,1989, "The Development of Zonal Models for Turbulence", Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 41-44.
- Jorgenson, J., Xinya, Y., and Woodman, W.: Two-dimensional modeling of dam breach flooding, US-China workshop on advanced computational modelling in hydroscience & engineering, 19–21 September, Oxford, Mississippi, USA, 2004.
- Oliveira, José Carlos. Gestão operacional das barragens de terra do complexo minerário das minas de ferro Carajás da Vale. 2014. 147f. Dissertação. Mestrado em Engenharia Geotécnica Universidade Federal de Ouro Preto. Área de concentração: Geotecnia de barragem. Ouro Preto, 2014.

Patankar, S. V.: Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGrawHill, 197 pp., 1981.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ANÁLISE COMPARATIVA DE PERFIS AERODINÂMICOS DE ALTA SUSTENTAÇÃO UTILIZANDO A FERRAMENTA DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

Caio Vinícios Reis de Araújo Késsio Jhonys Silva Dimitri Oliveira e Silva Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará Folha 31, Quadra 07, Lote Especial, s/n. Bairro: Nova Marabá - Marabá/PA Brasil - CEP 68507-590 Caio.reis@unifesspa.edu.br

RESUMO: O estudo de componentes e superfícies aerodinâmicas em aeronaves através de simulação computacional se constitui como uma ferramenta poderosa na obtenção de dados relevantes na análise de projetos tanto no âmbito acadêmico, quanto no industrial. Nesse sentido, o presente trabalho utiliza-se da ferramenta de Fluido Dinâmica Computacional para análise dos Perfís Eppler 423, Sellig 1223 e FX 74-CL5-140 a fim de obter uma boa correlação entre o modelo CFD e o resultado experimental visando selecionar o aerofólio que apresente as melhores características aerodinâmicas, bem como uma boa relação entre os coeficientes de sustentação e de arrasto responsável pela eficiência aerodinâmica do aerofólio. Foi possível verificar que houve uma boa correlação entre os modelos e os resultados experimentais, com erro relativo variando entre 1 a 17%.

Palavras-Chave: CFD, aerofólios, coeficiente de sustentação, aerodinâmica

ABSTRACT: The study of aerodynamic components and surfaces in aircrafts through computational simulation is a powerful tool in obtaining relevant data in the analysis of projects in both the academic and industrial fields. In this sense, this present work using the Computational Fluid Dynamics tool to analyses the Eppler 423, Sellig 1223 and FX 74-CL5-140 airfoils to obtain a good correlation between the CFD model and the experimental result to select the airfoil that present the bests aerodynamics characteristics, just like a good relation between the lift and drag coefficients responsible for the efficiency of the airfoil.

Keywords: CFD, aircraft, lift coefficient, aerodynamics

INTRODUÇÃO

O aerofólio, em muitos aspectos, é o componente principal da aeronave. O mesmo, afeta a velocidade de cruzeiro, decolagem, distâncias de aterrissagem, velocidade de estol, manuseio e eficiência aerodinâmica geral durante todas as fases do voo (Raymer, Daniel P., 1989). Dada esta importância, é necessário haver uma seleção para determinar a melhor relação entre os coeficientes de sustentação, arrasto e momento, responsáveis pela eficiência aerodinâmica do perfil. Esses parâmetros são, comumente, obtidos através de ensaios em túnel de vento. Todavia, o aparato necessário demanda elevado investimento, o que acaba por inviabilizar a obtenção de dados para algumas aplicações.

Nesse sentido, o desenvolvimento de *hardwares* e *softwares* destinados a simulação computacional na mecânica dos fluidos, denominada CFD (*Computacional Fluid Dynamics*) torna-se ferramenta essencial para engenheiros e pesquisadores, que visam obter resultados satisfatórios com certo grau de precisão aliada à minimização de custo de setup e tempo de processo. A técnica abrange uma ampla gama de áreas de aplicação acadêmica e industrial, tais como: aerodinâmica de aeronaves e veículos, hidrodinâmica de embarcações e turbomáquinas (Malalasekera, 1995).

Para este estudo foram selecionados, inicialmente, os perfis aerodinâmicos de elevada sustentação EPPLER 423, SELLIG 1223 e FX 74-CL5-140 (UIUC, Airfoil) Fig. 1, que foram simulados para obtenção dos coeficientes de sustentação, arrasto e momento para posteriormente serem comparados aos resultados disponíveis na literatura, visando estabelecer um modelo CFD eficiente, bem como uma metodologia de avaliação do perfil aerodinâmico para uma futura seleção.



Figura 1. (a) Perfil Eppler E423; (b) Perfil Worthmann FX 74-CL5-140; (c) Perfil SELLIG S1223.

PROCEDIMENTO COMPUTACIONAL

As coordenadas dos perfis utilizados no estudo foram todas obtidas no site Airfoil Tools e gerados utilizando a ferramenta do Design Modeler, malha criada no Mesh, setup e simulações realizadas no FLUENT, todos inseridos na plataforma Workbench 18.2 licença estudantil.

Domínio Geométrico

Para criação da geometria foram utilizados perfis parametrizados, todos de corda igual a um metro, o domínio selecionado para o estudo apresenta uma configuração em "C", frequentemente utilizado em estudos CFD, com raio e comprimento à jusante do aerofólio igual a 12,5 metros

Malha

A malha foi criada subdividindo o domínio em quatro seções, para melhorar a estruturação da mesma e facilitar um posterior refinamento. Para a primeira estimativa, foi utilizada uma malha estruturada, com aproximadamente 15000 elementos, apresentado um tamanho de face mínimo de 1,76E-2 m e 1,76 m para máximo tamanho de face, Fig. 2. Para as estimativas subsequentes, se observou que os resultados convergiram mais eficientemente para a configuração de malha, com tamanho de face como supracitado, mas com a aplicação de apenas um refinamento de nível 3, Fig.3.



Figura 2. Malha para o Perfil E423: (a) Domínio do estudo; (b) Domínio próximo ao aerofólio.



ao Perfíl Sellig 1223; (d) Domínio próximo ao Perfíl FX74.

Condições de Contorno

As condições de contorno inseridas foram: a velocidade do vento nos eixos X e Y de acordo com o ângulo de ataque selecionado para cada aerofólio. A borda do domínio, à montante do perfil, foi denominada como "inlet". Na saída do domínio (à jusante do perfil) a condição de "pressure outlet" foi considerada como "default", com "gauge pressure" nula. A condição de contorno na parede do perfil foi considerada como parede fixa e sem escorregamento ("no slip"), Fig. 4. O fluido utilizado foi o ar na temperatura de 300K, densidade de 1,225 kg/m³ e viscosidade 1,7894E-5 kg m-1s-1. Na Tabela 1, são apresentados os ângulos adotados para cada perfil, bem como as componentes das velocidades. As componentes das velocidades foram calculadas a partir do número de Reynolds, obtido na literatura, para cada perfil aerodinâmico e seu respectivo ângulo de ataque. De forma aproximar as condições para os perfis, foi selecionado o mesmo número de Reynolds (380.000) para todos os perfis.



 Tabela 1. Ângulos e componentes das velocidades adotados para cada perfil simulado.



	Ângulo (°)	Velocidade no eixo x (m/s)	Velocidade no eixo y (m/s)
EPPLER 423	0	5.5508	0
FX 74 CL5 140	1.5	5.5489	1.1453
SELLIG 1223	1	5.5499	0.0969

MODELOS MATEMÁTICOS

Os modelos matemáticos são utilizados na engenharia para representar matematicamente os fenômenos físicos que influenciam no comportamento do domínio de estudo. Na dinâmica dos fluidos computacional, assim como em outras áreas da mecânica dos fluidos, a turbulência é um fenômeno que está presente nos escoamentos e influencia drasticamente nos resultados, por apresentar um comportamento caótico, não é possível obter um modelo matemático global para todos os tipos de escoamento. Atualmente, os pacotes computacionais contam com uma variedade de modelos de turbulência que podem ser aplicados de acordo com o estudo a ser realizado, apresentando uma maior ou menor acuracidade para cada caso, assim como um maior ou menor custo computacional.

Este estudo foi realizado utilizando a simulação numérica de escoamentos turbulentos via equações médias de Reynolds (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes), através do modelo k-ε.

Modelo k-e

Esse é o modelo de turbulência mais popular baseado em duas equações, uma de transporte para a energia cinética de turbulência (k) e outra para a taxa de dissipação (ε) (Wilcox, 1993). Dessa forma, se comparado à modelos de apenas uma equação o k- ε é mais completo. Porém o mesmo requer maior investimento em termos de recursos computacionais por possuir mais equações a serem resolvidas. Além do modelo padrão, o modelo k- ε possui duas variações podendo ser apresentado, portanto, nas formas: Standard, RNG e Realizable. As três são essencialmente semelhantes, haja visto que se baseiam em k e ε (Fluent Theory Guid, 2009). As principais diferenças são:

- O método para o cálculo da viscosidade turbulenta
- O número de Prandtl que governa a difusão turbulenta para k e ε
- Os termos de geração e destruição da equação ε

Standard k-e

O modelo Standard k- ε apresenta robustez, economia e uma precisão considerada razoável para uma ampla gama de fluxos turbulentos, é um modelo popular em simulações industriais na área de fluidos e transferência de calor. As equações do modelo Standard k- ε são dadas por:

Energia Cinética de Turbulência

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho e - Y_M + S_k$$
(1)

Fluxo de Dissipação

$$\frac{\partial}{\partial_t}(\rho e) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho e u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_e} \right) \frac{\partial e}{\partial x_j} \right] + C_{1e} \frac{e}{k} (G_k + C_{3e} G_b) - C_{2e} \rho \frac{e^2}{k} + S_e$$
(2)

Nas equações, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido à gradientes de velocidade médios. G_b representa o gradiente de velocidade devido à flutuação. Y_M representa a contribuição da dilatação flutuante na turbulência compressível para a taxa de dissipação global. C_{1e} , C_{2e} e C_{3e} são constantes. σ_k e σ_e são números Prandtl para k e ε respectivamente. S_k e S_e são termos de origem definidos pelo usuário.

RNG k-ε

O modelo RNG k-ε é semelhante ao modelo Standard. Porém, o mesmo é resultado da derivação direta das equações de Navier-Stokes através de uma técnica matemática chamada de "grupo de normalização" (RNG). As equações do modelo RNG k-ε são escritas por:

Energia Cinética de Turbulência



(3)

Fluxo de Dissipação

$$\frac{\partial}{\partial_t}(\rho e) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho e u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_e \mu_{eff} \frac{\partial e}{\partial x_j} \right) + C_{1e} \frac{e}{k} (G_k + C_{3e} G_b) - C_{2e} \rho \frac{e^2}{k} - R_e + S_e$$
(4)

Para o modelo RNG temos o uso de α_k e α_e que são números de Prandtl inversos efetivos para k ε . μ_{eff} é a viscosidade efetiva.

Realizable k-ɛ

O modelo Realizable k-ε possui duas diferenças com relação ao modelo Standard, contendo uma nova formulação para a turbulência viscosa e uma nova equação de transporte para o fluxo de dissipação ε.

As equações do modelo Realizable k-e podem ser expressas por:

Energia Cinética de Turbulência

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho e - Y_M + S_k$$
(5)

Fluxo de Dissipação

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e) + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho e u_{j}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\left(\mu + \frac{\mu_{t}}{\sigma_{e}} \right) \frac{\partial e}{\partial x_{j}} \right] + \rho C_{1} S_{e} - \rho C_{2} \frac{e^{2}}{k + \sqrt{ve}} + C_{1} \frac{e}{k} C_{3e} G_{b} + S_{e}$$
(6)

Para os três perfis aerodinâmicos o método de solução utilizado foi a formulação implícita, fluxo convectivo como "default" Roe-FDS. Na discretização espacial foram utilizados os métodos de Least Square Cell Based para a avaliação de gradientes, Second Order Upwind para escoamento e First Order Upwind para turbulência, First Order Upwind para fluxo de dissipação. Para a inicialização da solução foi utilizado o "Standard Initialization". Todos os perfis foram submetidos às três variações do modelo k-ε.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir das simulações realizadas com as definições de setup especificadas na seção 3, foram obtidos os resultados para os coeficientes de sustentação, arrasto e momento que foram comparados com os disponíveis na literatura (Tabelas 2, 3 e 4).

Tabela 2. Coeficientes de sustentação	, arrasto e momento para o Perfil E423.
---------------------------------------	---

		I	EPPLER 423			
	C_1	Erro (%)	C_d	Erro (%)	C_m	Erro (%)
Referência*	1,0929		0,0137		-0,2351	
Standard	1,225	12,09	0,015	9,489	-0,274	16,54
RNG	1,229	12,45	0,014	2,190	-0,275	16,97
Realizable	1,229	12,45	0,015	9,489	-0,275	16,97

Referência*(Rodrigues, 2014)

Tabela 3. Coeficientes de sustentação, arrasto e momento para o perfil FX 74140.



			FX 74 140			
	C_1	Erro (%)	C_d	Erro (%)	C_m	Erro (%)
Referência*	1,356		0,013		-0,253	
Standard	1,371	1,11	0,016	23,08	-0,255	0,79
RNG	1,378	1,11	0,015	15,38	-0,256	1,19
Realizable	1,382	1,92	0,016	23,08	-0,257	1,58

Referência*(Rodrigues, 2014)

Tabela 4. Coeficientes de sustentação, arrasto e momento para os S1223.

		S	ELLIG 1223			
	C_1	Erro (%)	C_d	Erro (%)	C_m	Erro (%)
Referência*	1,263		0,0157		-0,2626	
Standard	1,397	10,61	0,019	21,02	-0,304	15,77
RNG	1,416	12,11	0,014	10,83	-0,307	16,91
Realizable	1,291	2,22	0,067	326,75	-0,314	19,57

Referência*(Rodrigues, 2014)

Observa-se que os resultados obtidos na simulação, adotando o modelo de turbulência k-ɛ convergiu para valores próximos dos resultados encontrados na literatura. Os erros relativos entre os resultados obtidos e os valores de referência, ficaram na faixa de 1 a 17% para o coeficiente de sustentação (Cl) e para o coeficiente de momento (Cm). O coeficiente de arrasto, entretanto, apresentou um erro muito elevado em alguns casos. Perceber-se que para a formulação de malha adotada, os resultados para o perfil FX74140 apresentaram resultados mais próximos, em todos os modelos de turbulência comparados. Vale ressaltar que o intuito do estudo não era realizar uma comparação entre a capacidade dos modelos de turbulência em si, apenas foi realizada esta comparação para verificar qual modelo se adaptaria melhor com as condições da simulação e, principalmente, da malha utilizada. Portanto, devido à assimetria dos perfis aerodinâmicos utilizados no desenvolvimento do estudo, verificou-se que a qualidade da malha na região próxima ao perfil exerce uma influência significativa nos resultados, justificada pela inclinação acentuada do perfil. Assim, a malha utilizada apresentou um melhor comportamento para o perfil FX74140.

A figura 7 apresenta os gráficos dos contornos de pressão ao longo dos perfis aerodinâmicos. Os contornos de pressão são delineados pela pressão estática na região ao redor do perfil aerodinâmico. Nos gráficos, a escala de pressão inicia na cor azul, nas regiões de menor pressão e atinge a cor vermelha indicando zonas de maior pressão.



Figura 6. Gráfico de contorno para pressão estática: (a) k- ε Standard; (b) k- ε RNG; (c) k- ε Realizable.

No estudo realizado, os resultados das simulações apresentaram um comportamento dentro do previsto na literatura. Foram capazes de reproduzir o fenômeno de voo para os aerofólios e obtiveram valores próximos dos coeficientes de arrasto, sustentação e momento. Uma das dificuldades encontradas no estudo foi quanto a criação da malha na região próxima do perfil. Percebe-se que a malha obtida ainda não possui uma boa qualidade quanto ao refinamento e sua estruturação, principalmente na zona à frente do bordo de ataque, isso impactou negativamente nos valores obtidos para o coeficiente de arrasto. Como trabalho futuro, pretende-se melhorar a qualidade da malha de forma geral, deixando-a mais uniforme, melhorando sua estruturação. Pretende-se também obter os coeficientes aerodinâmicos de acordo com a variação do ângulo de ataque e iniciar um estudo 3D para os mesmos perfis.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Laboratório de Análise, Projetos, Simulações e Engenharia (APSE) da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará e seus coordenadores pela disponibilidade e uso de equipamentos.

REFERÊNCIAS

FLUENT USER GUIDE 2006, disponível em:

https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node469.htm> Acesso em: Novembro de 2017.

MALISKA, C.R., 1995, "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: Fundamentos, Coordenadas Generalizadas", LTC Editora, Brasil

RAYMER, Daniel P. Aircraft design:a conceptual approach. 1989, 2ª ed.

RODRIGUES, Luiz Eduardo Miranda José. Fundamentos da Engenharia Aeronáutica com Aplicações ao Projeto Sae - Aerodesign: Aerodinâmica e Desempenho. 2014, 1º ed. Salto.

UIUC Airfoil Data Site, Michael Selig. Department of Aeronautical and Astronautical Engineering, University of Ilinois at Urbana-Champaign, Urbana, Ilinois 61801. Disponível em: http://amber.aae.uiuc.edu/~mselig/ ads.html>. Acesso em: Novembro de 2017.

Versteeg, H. K. & Malalasekera W., "An introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method", Longman Scientific Technical, England, 1995.

WILCOX, D.C., 1994,"Turbulence Modeling for CFD", DCW industries, inc. La Cañada, California, United States.



DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo incluído nesse trabalho.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- (X) Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 27 à 31 de agosto de 2018 - Brasília, DF

ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE TEMPERATURA NA CABEÇA DO PISTÃO E NA PAREDE DO CILINDRO DE UM MOTOR DIESEL

Moisés Abreu de Sousa

Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará, Folha 31, Quadra 7, Lote Especial, s/n - Nova Marabá, Marabá–PA, Brasil

moisessousa@unifesspa.edu.br

Manoel Fernandes Martins Nogueira

Universidade Federal do Pará, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Perimetral, 492-610 - Terra Firme, Belém-PA, Brasil

mfmn@ufpa.br

Rafaela Dutra Boaventura

Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará, Folha 31, Quadra 7, Lote Especial, s/n - Nova Marabá, Marabá–PA, Brasil

rafaboav@unifesspa.edu.br

RESUMO: Através de uma sistemática que envolve engenharia, matemática e ciência da computação, a simulação computacional visa simular o comportamento de fenômenos físicos garantindo a redução de gastos devido a diminuição do número de experimentos necessários de serem realizados uma vez criado um modelo computacional válido. Os modelos unidimensionais apresentam complexidade baixa, permitindo avaliar comportamentos específicos de diversos subsistemas envolvidos no funcionamento de um motor de combustão interna, dentre as ferramentas computacionais unidimensionais para a simulação de motores de combustão interna alternativos tem-se o *software* AVL BOOST, que permite realizar análises e obter informações importantes acerca de determinadas características de escoamentos difíceis ou impossíveis de se atingir experimentalmente em virtude das altas temperaturas presentes nos processos, informações estas que apenas poderiam ser obtidas por meio de instrumentos de medição caros. Neste trabalho, portanto, a metodologia utilizada foi através da modelagem no *software* AVL BOOST feita para o grupo gerador a diesel, onde serão avaliadas as variações de temperatura na cabeça do pistão e na parede do cilindro e suas consequências na eficiência térmica, consumo específico e potência. Em relação à variação de uma camada de material na cabeça do pistão com um pequeno coeficiente de transferência de calor seria uma alternativa, pois manteria uma temperatura maior nessa região e, consequentemente, garantiria o aumento da eficiência do motor.

Palavras-Chave: Motor diesel, simulação computacional, combustão

ABSTRACT: Computer simulation aims to simulate the behavior of physical phenomena through a system that involves engineering, mathematics and computer science, guaranteeing the reduction of costs due to a reduced number of required experiments once a valid computational model is created. The one-dimensional models present low complexity, allowing to evaluate specific behaviors of several subsystems inside an internal combustion engine. Among the one-dimensional computational tools for the simulation of alternative internal combustion engines, there's the AVL BOOST software. Creating a diesel engine's computational model, in this case, using the software AVL BOOST, allows to carry analyzes out and to obtain important information on certain characteristics that would be difficult or impossible to be reached experimentally due to high temperatures in the processes, information which could only be obtained by the use of expensive measuring instruments. In this paper, therefore, the AVL BOOST modeling is for a diesel generator set. The temperature variations in the piston head and cylinder wall and their consequences on thermal efficiency, specific consumption and power will be evaluated. As for the temperature variation in the piston head, good results were obtained in relation to the specific consumption and power. Thus, the addition of a layer of material to the piston head with a small coefficient of heat transfer would be an alternative as it would maintain a higher temperature in that region and would consequently guarantee increased engine efficiency.

Keywords: Diesel engine, computer simulation, combustion

INTRODUÇÃO

No Brasil, o diesel vigente é o B10 que possui 90% de diesel e 10% de biodiesel; esse aumento na porcentagem de biodiesel no combustível comercial acarreta uma série de mudanças nos pontos operacionais da máquina. Isso ocorre devido que o biodiesel apresenta um poder calorífico que é menor em comparação ao do diesel puro, para o qual os motores de ignição por compressão são projetados para atuar. Assim, algumas mudanças nos parâmetros de operação



devem ser feitas para atingirem o melhor ponto de eficiência. A fim de maximizar o desempenho de um motor com o combustível comercial, a análise dos diversos processos que ocorrem em um motor oferece informações essenciais para implementar melhorias no projeto de motores. Quando se atinge pontos ótimos de operação, tem-se como resultado o decréscimo do consumo específico e um aumento da eficiência térmica (Fairbrother *et al.*, 2012; Czarnigowski, 2011; Ghodke *et al.*, 2014). Nos motores de ignição por compressão, um dos fatores que afetam a combustão é a calibração de parâmetros de operação que interfere nas condições de pressão e temperaturas no interior do cilindro, aumentando o seu desempenho. As condições de operação para baixar o consumo específico requerem uma importante ferramenta: a simulação computacional (Karthikeyan *et al.*, 2011; Liu *et al.*, 2014; Mohan *et al.*, 2014). Usando um modelo unidimensional, é possível avaliar comportamentos específicos de diversos subsistemas envolvidos no funcionamento do motor em virtude da sua baixa complexidade. Além disso, o esforço computacional é médio, de tal forma que podese realizar cálculos de vários ciclos em um intervalo pequeno de tempo, possibilitando a simulação de sistemas complexos como veículos ou sistemas geradores (AVL Manual, 2013).

Um dos parâmetros que afetam o desempenho de um motor diesel são as temperaturas do cilindro e da cabeça do pistão. Isso está relacionado as perdas de calor pelas paredes do cilindro e a combustão no interior da camâra de combustão. Em suma, esse trabalho tem como objetivo realizar a simulação e análise da variação da temperatura do cilindro e da cabeça do pistão utilizando o *software* comercial AVL BOOST e analisar como essas variaveis afetam parâmetros como o consumo específico e a pressão média efetiva.

METODOLOGIA

A metodologia de simulação consiste nos seguintes passos, a aquisição de dados do motor, que foi realizada utilizando os manuais do fabricante e por medições diretas no motor, montagem de um modelo computacional utilizando o programa AVL BOOST que consiste em escolher os equipamentos utilizados na máquina e a inserção dos dados geométricos e operacionais, a calibração do modelo e sua validação que comprovam que o modelo está representando com um erro pequeno o motor real. Apos a validação são feitas as mudanças nas variáveis das temperaturas da parede do cilindro e cabeça do pistão e são plotados os gráficos relacionando aos parâmetros de consumo específico que mede a eficiência de conversão de energia do combustível e pressão média efetiva que está ligada a potência de eixo do motor. Esses passos são descritos nos tópicos abaixo.

Modelo de simulação

O modelo de simulação criado foi baseado no grupo gerador diesel Cummins, modelo C50D6 de 63 kVA e 50 kW, com 04 cilindros em linha, 1800 RPM, taxa de compressão 16,5:1, arrefecido a água e injeção direta (figura 1). A tabela 1 possui as especificações do grupo gerador.



Figura 1. Grupo gerador Cummins modelo C50D6. Fonte: Cummins (2011)

Tabela 1. Algumas especificações do grupo gerador.

Modelo do Grupo Gerador	C50D6
Potência em Standby	63 kVA/ 50 kW
Fabricante do Motor	Cummis
Modelo do Motor	4BT 3.9-G4
Cilindros	4 em linha
Aspiração	Turbinado
Diâmetro e Curso	102 mm x 120 mm
Taxa de compressão	16,5:1
Cilindrada	3,92 L
Rotação	1800 rpm

Fonte: Cummins (2011)



Basicamente, o modelo de simulação montado no programa trata-se de um grupo gerador com quatro cilindros, um coletor de admissão e exaustão, turbo compressor, duas fronteiras do sistema, 11 pontos de medição e um filtro de ar, como discriminado na Figura 2, na qual podem ser observados todos os elementos utilizados na modelagem. Para cada elemento são inseridos uma série de dados de entrada conforme sua função. Quanto a descrição do modelo de simulação como mostra (AVL Manual, 2013) tem-se:

Motor (E1): Trata-se do motor como um todo, no qual inserem-se os parâmetros gerais de controle. É possível selecionar o tipo de ciclo do motor quanto dois tempos, quatro tempos, de pistão e rotativos. Ainda, a velocidade do motor é definida neste elemento, bem como a ordem de ignição dos cilindros e pressão de atrito. As Fronteiras do Sistema (SB): Define as condições do ar entrando no cilindro, tais como: pressão, temperatura, razão ar-combustível, produtos da combustão e vapor de combustível.

Cilindros (Ci): Inicialmente, os dados geométricos do motor são inseridos no *software*, sendo eles: curso, diâmetro, razão de compressão e comprimento da biela. Além disso, é necessário inserir dados da curva de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape, os dados referentes ao diâmetro das válvulas e coeficientes de escoamento. O cilindro apresenta diversos modelos de transferência de calor, assim, nessa aba escolhe-se o modelo que mais se adapta à necessidade da simulação dos dados disponíveis. Dependendo do modelo, são inseridos dados como: superfície da parede da câmara de combustão do pistão e suas temperaturas.



Figura 2. Modelo no AVL BOOST. Fonte: Adaptado de AVL BOOST® v.2013.2, 2013.

A escolha do modelo de combustão apresenta diversas opções, como volume constante, pressão constante, Vibe, target pressure, motoring e MCC. De igual maneira, cada modelo tem seu objetivo e dados específicos a serem inseridos. Alguns dos dados são: massa de combustível por ciclo, início de injeção, duração da combustão, atraso de ignição, parâmetros dos modelos escolhidos, temperaturas e pressão inicial, taxa de injeção do combustível, entre outros. Portanto, analogamente, os parâmetros de entrada variam conforme o modelo de combustão definido.

Os coletores de admissão e escape são representados por PL1 e PL2. Nesse item são inseridos dados referentes ao volume e ao coeficiente de escoamento.

Filtro (CL): São inseridos os dados de volume total do filtro, volume dos coletores de admissão, escape, comprimento do filtro, vazão mássica do ar, temperatura e pressão do ar. Pontos de medição (Mp_i): Colocados nos tubos a fim de medir a temperatura e a pressão.

Validação

Como propósito no processo de validação espera-se que, de alguma maneira, o modelador esteja comparando um modelo com o mundo real. A validação assegura que o modelo, bem como as considerações e simplificações adotados durante a modelagem, sejam razoáveis e corretamente implementados, representando um comportamento baseado no modelo real por meio da reprodução de resultados semelhantes àqueles observados na realidade. Logo, se o modelo representar bem o sistema real e apresentar comportamento e dados com erros dentro da faixa dos aparelhos de medição poder-se-á afirmar que a simulação está validada (Costa, 2014).

Nessa simulação, a validação utilizou dois parâmetros fornecidos pelo manual do fabricante para o motor operando a 100% de carga, sendo eles a potência de saída e consumo específico. O modelo foi calibrado de modo que um erro menor que 5% foi alcançado. As tabelas 2 e 3 abaixo mostram os valores do motor e da simulação junto com erro.

Tabela 2. Comparação da potência						
Potência						
Carga	Real (kW)	Simulação (kW)	Erro			
100%	52,63	50,08	4,84			
75%	39,47	40,68	-3,06			
50%	26,31	27,83	-5,78			

Fonte: Autoria nossa



Tabela 3. Comparação do consumo específico

Consumo específico				
Carga	Real (g/kW-h)	Simulação (g/kW-h)	Erro	
100%	254,36	241,66	4,99	
75%	254,16	260,47	-2,48	
50%	285,97	311,20	-8,82	

Fonte: Autoria nossa

Tendo em vista que o modelo apresentou comportamento e dados com erros dentro da faixa dos instrumentos de medição, representando bem o sistema real, é razoável afirmar que a simulação está validada para tal caso.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Variação da temperatura na parede do cilindro

A fim de demonstrar que o aumento da temperatura causada pela redução da vazão de fluido de arrefecimento pode aumentar o rendimento do motor, variou-se a temperatura do cilindro conforme os valores máximos para bom funcionamento e lubrificação do motor. Uma vez que o combustível utilizado possui um PCI menor, o que significa que ele libera menos energia por unidade de massa na combustão, é possível diminuir a vazão de líquido de arrefecimento e, consequentemente, as perdas de energia. A Figura 3 mostra como a Pressão Média Efetiva ao Freio (em inglês Brake Mean Effective Pressure, BMEP, ou simplesmente Pressão Média Efetiva, PME) varia com o aumento da temperatura da parede do cilindro na região do PMS. O gráfico inicia a 120 °C, temperatura de operação padrão do modelo, e é aumentada até 300°C. Assim, a BMEP aumenta com o aumento de temperatura da parede.

A parede do cilindro normalmente tem temperatura em torno de 180°C, pois possui limitações para não afetar a viscosidade da camada de óleo lubrificante das paredes do cilindro, prejudicando o funcionamento do motor. Dessa forma, o ponto ótimo de temperatura foi considerado como 180°C. A Figura 4 mostra a variação do consumo específico em função do aumento da temperatura do cilindro na região de maior estresse térmico próximo ao ponto morto superior. O gráfico mostra que o Consumo Específico (em inglês, Brake Specific Fuel Comsumption, BSFC) cai conforme a temperatura cresce. Novamente, o ponto ótimo fica em torno de 180°C.



Figura 3. BMEP em relação à temperatura do cilindro. Fonte: Autoria nossa





Figura 4. BSFC em relação à temperatura do cilindro. Fonte: Autoria nossa

Cabeça do pistão

As Figuras 5 e 6 demonstram a variação da temperatura na cabeça do cilindro em relação à BMEP e BSFC. Ao analisar o gráfico, nota-se que a pressão média efetiva aumenta com o aumento da temperatura e o consumo específico sofre uma queda. Isso ocorre pois as perdas de calor para o fluido de arrefecimento são reduzidas, o que provoca aumento da potência do motor e, por conseguinte, diminui o consumo específico. Essa variação de temperatura deve ocorrer cuidadosamente tendo em vista as limitações metalúrgicas dos materiais que compõem os pistões e as propriedades do óleo lubrificante.



Figura 5. BMEP em relação à temperatura do pistão. Fonte: Autoria nossa



Figura 6. BSFC em relação à temperatura do pistão. Fonte: Autoria nossa

CONCLUSÃO

A variação da temperatura na parede do cilindro mostrou que esse parâmetro não possui influência significativa na combustão, pois não afeta consideravelmente a BMEP e BSFC. No entanto, é um parâmetro que afeta consideravelmente a funcionalidade do motor quando se trata de seu arrefecimento e lubrificação. Alterar a vazão do fluido de arrefecimento visando aumentar o rendimento do motor não é uma alternativa viável.

Quanto a variação de temperatura na cabeça do pistão, bons resultados foram obtidos em relação a BMEP e BSFC. Assim, a adição de uma camada de material na cabeça do pistão com um pequeno coeficiente de transferência de calor seria uma alternativa, pois manteria uma temperatura maior nessa região e, consequentemente, garantiria o aumento da eficiência do motor.



REFERÊNCIAS

Avl. Manual Theory Guide, Avl Boost Version 2013.2, Graz, Austria, 2013.

- Czarnigowski, Jacek; The Study On The Hydrogen Admixture In The Automotive Engine The International Seminar "Avl Simulation Tools – Practical Applications"; 3 Maio, 2011 At The Avl List Gmbh Headquarters In Graz (Austria).
- Costa; Miguel Antonio Bueno Costa. Simulação De Sistemas (2012). (Online). Disponível Em: http://www.Simucad.Dep.Ufscar.Br/Simucad/Dn_Sim_Doc01.Pdf Acesso Em: 26 Fev.De 2014.
- Cummins, Engenharia de Aplicações Manual de aplicações para Grupos Geradores arrefecidos a água (2011). (Online). Disponível em:< http://www.cumminspower.com.br/pdf/engenharia/T030Portugu%C3%AAs.pdf >. Acesso em: 30 junho de 2016. Cummins, Manual Grupos Geradores acionados por Motor Diesel 2011.
- Fairbrother R.; Leifert T.; Gande R.; Salentinig G.; Accurate Gas Exchange And Combustion Analysis Directly At The Test Bed; Asme Internal Combustion Engine Division's 2012 Fall Technical Conference Icef2012; September 23 – 26, 2012 Vancouver, British Columbia, Canada.
- Ghodke, P. R., Suryawanshi, J. G; Optimisation Of The 2.2 Liter High Speed Diesel Engine For Proposed Bharat Stage 5 Emission Norms In India, Thermal Science, V. 18, No. 1, P. 169-178, 2014.
- Karthikeyan S., Hariganesh R., Sathyanadan M., Krishnan S., Computational Analysis Of Intake Manifold Design And Experimental Investigation On Diesel Engine For Lcv; International Journal Of Engineering Science And Technology Vol. 3 No. 4 Mar 2011.
- Liu, H; Lu L.; Wang Z., Evaluation Analysis Of Scavenging Process Of Two-Stroke Marine Diesel Engine By Experiment And Simulation, Journal Of Thermal Science And Technology, V 9 No. 2, 2014.
- Mohan, B., Yang, W., Raman, V., Sivasankaralingam, V., Chou, S. K., Optimization Of Biodiesel Fueled Engine To Meet Emission Standards Through Varying Nozzle Opening Pressure And Static Injection Timing, Applied Energy, V. 130, P. 450-457, Outubro 2014.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL DA PAREDE INTERNA DE TUBULAÇÕES EM FUNÇÃO DA PERDA DE CARGA

Nome do(s) autor(es): Phernanda Vargas; Bernardo Abdão Pinto; Diego Alves de Moro Martins; Bruno Batista Gonçalves

Instituição: Centro Universitário de Patos de Minas-UNIPAM

Endereço Completo da Instituição: R. Maj. Gote, 808 - Caiçaras, Patos de Minas - MG, 38700-207 E-mail para correspondência: phernanda@unipam.edu.br

RESUMO: A rugosidade é entendida como o estado de aspereza de uma superfície, sendo caracterizado por protuberâncias e irregularidades microscópicas existentes nas superfícies dos materiais. Em um escoamento parietal, devido às tensões viscosas, a rugosidade superficial pode interferir na energia do escoamento, ocasionando perda de carga. O objetivo dessa pesquisa é efetuar a determinação da rugosidade da parede interna de três tipos de tubulações, utilizando-se de metodologia teórica que emprega os regimes hidráulicos, fazendo uso das perdas de carga encontradas experimentalmente; afim de, comparar tais resultados com os obtidos utilizando um rugosímetro em leituras realizadas em laboratório. A pesquisa foi dividida em três etapas principais, que foram: aferição das perdas de carga, pelo manômetro diferencial; aferição da espessura das paredes e da rugosidade interna das tubulações com o emprego de um paquímetro e um rugosímetro; compilação e análise dos resultados obtidos. Com o emprego do rugosímetro, obtiveram-se valores distanciados dos valores apresentados pela literatura técnica, demonstrando a necessidade de revisão dos parâmetros de projeto adotados pelos projetistas atuais. O método que se baseia nos regimes hidráulicos possibilitou a obtenção de valores mais próximos daqueles apresentados pela literatura, sendo que, permaneceram em sua maioria no regime turbulento hidraulicamente liso.

Palavras-Chave: Perda de Carga, Rugosidade, Tubulações.

ABSTRACT: Surface roughness is understood as the asperity of a surface, characterized by microscopic protuberances and irregularities existent in material surfaces. Due to the viscous stresses in flow over a wall, the superficial roughness can interfere in the flow energy, resulting pressure drop. The objective of this paper is to determine the roughness of the internal wall of three types of pipes, with the application of theoretical methodology that uses flow regimes, using the pressure drop obtained experimentally, with the purpose of comparing such results with the ones obtained by the roughness tester and the values established by literature. The research was divided in three main stages that were: the measurement of the pressure drop with the use of a mercury manometer; the measurement of the thickness and internal roughness tester and a roughness tester and the compilation and analyses of obtained results. Employing the methodology that uses the roughness tester, the obtained values were distant from the ones presented by technical literature, demonstrating the necessity of review from the project parameters adopted by nowadays designers. The method that is based on the types of flow obtained values closer to the ones presented by literature and those values were in the smooth turbulent flow.

Keywords: Pressure drop, Surface roughness, Pipes.

INTRODUÇÃO

Desde as primícias da humanidade o emprego de condutos está adjunto a evolução do homem e sua capacidade de viver em grupos, auxiliando diretamente no transporte de água para uso doméstico e irrigação de plantações. Este fato é confirmado por vestígios de redes de tubulações encontrados em ruínas de civilizações antigas como Babilônia, China, Pompeia e Roma (Azevedo Neto *et al*, 1998).

Atualmente, estes aparatos de deslocamento de fluidos continuam sendo utilizados com frequência. As Indústrias petroquímicas, químicas, farmacêuticas, siderúrgicas, alimentícias, entre outras, optam por essa técnica por se tratar de um meio eficaz para conduzir fluidos auxiliares para a linha de produção. Além de possuir viabilidade técnica e baixo custo associado. Podem-se citar, como exemplo, redes de ar comprimido para máquinas pneumáticas, vapor para o aquecimento de máquinas, arrefecimento de equipamentos, etc.

Consequentemente, com avanço tecnológico e o aumento da demanda por produtos industrializados, a concorrência no setor industrial está cada vez maior. Para que a indústria nacional acompanhe este avanço e consiga concorrer com a indústria estrangeira, é necessário aumentar a produtividade, diminuir os custos e melhorar a qualidade do produto final.



Para isso, é necessário melhorar a eficiência dos processos industriais. Neste contexto, a melhora na eficiência do transporte de fluidos é essencial. Nas tubulações, devido às tensões viscosas, quaisquer particularidades, como, por exemplo, elementos que alterem o curso do escoamento (joelhos, válvulas, torneiras e alargamentos), turbulência, velocidade de escoamento, comprimento, diâmetro, camada limite e rugosidade da parede interna do duto podem ser responsáveis pela maior ou menor perda de energia.

Hermes (2014) diz que a rugosidade, também chamada de textura de uma superfície, é entendida como sendo o estado de aspereza da mesma, sendo determinada pelo processo de ferramenta e fabricação, caracterizada por protuberâncias e irregularidades microscópicas existentes na superfície da parede interna. Se essas divergências forem grandes e em alta frequência, a superfície é considerada áspera e em consequência do atrito com o fluido haverá perdas adicionais de energia em um escoamento parietal.

Por conseguinte, dissecar separadamente os fenômenos que envolvem os mecanismos citados acima apresenta relevância nos âmbitos econômico e produtivo. Neste contexto, o presente trabalho consiste na análise experimental de um fator preponderante na eficiência do transporte de fluido em condutos, que é a rugosidade da parede interna.

O objetivo do presente trabalho é determinar a rugosidade média da parede interna de três tipos de tubulações, utilizando-se de metodologia teórica que emprega os regimes hidráulicos, fazendo uso das perdas de carga encontradas experimentalmente; afim de comparar tais resultados com leituras utilizando um rugosímetro e com os parâmetros de rugosidade estabelecidos pela literatura técnica específica sobre o tema.

METODOLOGIA

Esta pesquisa classifica-se como explicativa no que diz respeito aos objetivos gerais e como experimental com relação ao delineamento. A forma técnica de coleta dos dados empregada foi a realização de experimentos em ambiente laboratorial, com a tabulação dos dados realizada em planilhas específicas. Identificaram-se três variáveis independentes, que foram: a vazão empregada no sistema que variou entre 0,052 L/s e 1,47 L/s, o diâmetro e o material empregado para a confecção das tubulações. A variável dependente identificada foi a rugosidade das paredes internas das tubulações.

- A pesquisa foi dividida em quatro etapas, que foram:
- 1. Determinação da massa específica da água utilizada na pesquisa;
- 2. Aferição das perdas de carga, empregando-se as diferentes tubulações e diversas vazões;
- 3. Aferição da espessura das paredes e da rugosidade interna das tubulações;
- 4. Compilação e análise dos resultados obtidos.

Para a determinação da massa específica da água, que consiste na primeira etapa do trabalho, empregou-se de um béquer (250 mL), uma balança eletrônica (com resolução de 0,01 g), uma proveta (100 mL), um termômetro a laser, uma bisseta e água proveniente da rede pública de distribuição, retirada do reservatório da bancada utilizada na pesquisa. O método de análise dos resultados encontrados para determinação da massa específica do fluido em estudo foi de média aritmética.

Para a segunda etapa do trabalho, a bancada utilizada foi a Bancada Laboratório de Hidráulica (Modelo HD98, fabricado pela Hidro Didática), ou Bancada de Perda de Carga, como é conhecida genericamente, representa pela Fig. (1). A bancada possui um reservatório com capacidade máxima para 440 litros de água, sendo abastecida pela rede pública de saneamento local. A circulação da água pelo sistema se dá pelo acionamento de uma bomba afogada, cujo controle de vazão é realizado com o emprego de registros de esfera. A pressão do fluido pode ser medida com o uso de tomadas de pressão instaladas ao longo de toda tubulação. A água após passar pelo sistema de medição, é liberada na caixa de descarga e, logo após, retorna ao reservatório. O sistema da bancada é composto por trechos retilíneos (utilizados nesta pesquisa), cujo comprimento entre as tomadas de pressão é de aproximadamente 80 cm e singularidades (joelhos, tês, registros, curvas, etc.). A caixa de descarga também é empregada para realizar a determinação da vazão. Os materiais empregados foram tubulações de policloreto de vinila - PVC (25 mm), aço inox (25 mm) e cobre (15 mm). Os diâmetros aqui apresentados referem-se aos diâmetros nominais das tubulações. Utilizaram-se, também, cronômetros e um manômetro diferencial de mercúrio, em forma de "U" com tubulações confeccionadas em vidro e com marcação gradual milimétrica para aferição da diferença de altura entre as colunas de mercúrio.





Figura 1. Bancada Laboratório de Hidráulica

Utilizaram-se as mesmas tubulações já mencionadas para a realização da terceira etapa, onde a aferição das rugosidades internas foi executada por um rugosímetro de modelo Surftest SJ-210, fabricado pela Mitutoyo e as espessuras das paredes foram medidas por um paquímetro digital. Os parâmetros de rugosidade foram adotados de acordo com as definições da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) Norma Regulamentadora (NBR) 4287:2002.

Para a análise dos resultados, foi empregado critério de seleção referente ao número de amostras, em que aplicouse o critério de Chauvenet, para exclusão de valores que extrapolaram a tendência dominante, em que os resultados das medições foram relacionados a 95,45% de confiança. Utilizou-se ainda de um aplicativo de planilha eletrônica para compilação dos resultados.

Procedimento experimental

O ensaio para a determinação da massa específica da água foi realizado no Laboratório de Engenharia Química do Centro Universitário de Patos de Minas (UNIPAM), em que, retirou-se a água em estudo do reservatório e levou-a até o local de ensaio através da bisseta, mediu-se a temperatura da água através do termômetro a laser e com o béquer e a proveta realizaram-se diferentes medições do peso da água através de uma balança eletrônica.

O ambiente utilizado para a execução da segunda etapa do trabalho foi o Laboratório de Hidráulica e Instalações Prediais do UNIPAM, sendo que os materiais e os equipamentos utilizados foram obtidos deste laboratório. O experimento consistiu no acionamento da Bancada de Perda de Carga por meio do funcionamento de uma bomba que é responsável por realizar a circulação de fluidos nas tubulações. Em seguida, manusearam-se as válvulas de modo a concentrar a vazão nos trechos específicos onde as perdas de carga foram aferidas. Para cada tubulação, trabalhou-se com diferentes vazões, obtendo-as por meio da regulação de duas válvulas na bancada, cujas funções são controlar o fluxo no início do sistema. Iniciaram-se os procedimentos empregando-se baixas vazões e subindo-as gradativamente até atingirem os máximos valores possíveis para o equipamento. A aferição da vazão foi realiza por meio do enchimento de uma caixa retangular de volume conhecido, acoplada ao equipamento, em determinado tempo, que foi aferido com o uso dos cronômetros. A diferença de pressão foi medida com o uso do manômetro diferencial de mercúrio, sendo que foi obtida por meio da diferença de altura entre as duas colunas de mercúrio próprias do equipamento. O mesmo procedimento foi realizado para cada uma das tubulações empregadas na pesquisa.

Para a realização da terceira etapa do trabalho, removeram-se as tubulações da Bancada de Perda de Carga, transferindo-as para o Laboratório de Metrologia do UNIPAM. Realizou-se aferição da espessura interna das paredes das tubulações, procurando-se determinar os diâmetros internos e externos. Em seguida, realizou-se uma inspeção visual nas superfícies internas dos tubos, afim de verificar os melhores pontos de medição, logo após aplicou-se o rugosímetro sobre a superfície interna do tubo em uma velocidade constante de 0,5 m/s a 5 cut offs de 0,8 mm, afim de obter três parâmetros de rugosidade, sendo eles, rugosidade aritmética (Ra), rugosidade média quadrática (Rq) e altura máxima do perfil (Rz).

Após a obtenção dos resultados experimentais aplicou-se o critério de Chauvenet, logo após compilaram-se os dados num aplicativo de planilha eletrônica, onde foram realizados os cálculos necessários para a obtenção das perdas de carga e, por conseguinte, obtenção da rugosidade das paredes internas das tubulações de acordo com o regime hidráulico no qual o fluido se apresenta. Após a realização dos cálculos, realizou-se a análise comparando-se os resultados obtidos com os modelos hidráulicos e mecanicamente, com aqueles verificados na revisão literária.

Equações governantes

A massa específica (ρ) consiste em uma propriedade física dos fluidos, que no caso dos líquidos dependem essencialmente da temperatura. É definida como a massa do fluido (m) por unidade de volume (V), desta maneira tem-se a Eq. (1).


O número de Reynolds (Re) é o parâmetro adimensional mais utilizado no estudo de escoamento de fluidos, que consiste na relação entre as forças inerciais e as forças viscosas do fluido, em que é representado pela Eq. (2).

$$Re = \frac{v.D}{v},$$
(2)

onde v é a velocidade média de escoamento, D é o diâmetro da tubulação e v é a viscosidade cinemática do fluido. O número de Reynolds é o principal parâmetro para definição dos regimes de escoamento. Çengel e Cimbala (2015) e também Porto (2006) caracterizam escoamentos com números de Reynolds de até 2300 como laminar, acima de 4000 como turbulento e denominam o intervalo entre eles como transição.

A perda de carga (h_f) em um escoamento turbulento plenamente desenvolvido, que ocorrem em um trecho reto e constante está relacionada a alguns parâmetros, que são eles, o diâmetro do tubo, o comprimento do trecho considerado (L), a rugosidade superficial da parede interna (ε) , a velocidade média de escoamento e o fator de atrito (f). Desta maneira tem-se a fórmula de Darcy-Weisbach, representada por Eq. (3), também conhecida como fórmula universal da perda de carga.

$$h_f = f \frac{L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot D} \,. \tag{3}$$

A equação de Bernoulli resulta da relação entre pressão, velocidade e elevação do fluido. Entre dois pontos na mesma linha de corrente expressa-se conforme a Eq. (4).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2.$$
(4)

A vazão de um fluido (Q) é a medida de massa (vazão mássica) ou de volume (vazão volumétrica) que escoa em uma seção transversal, por um determinado período (Δt). Neste contexto, tem-se a equação da vazão volumétrica utilizada na pesquisa, representada através da Eq. (5).

$$Q = \frac{V}{\Delta t} \,. \tag{5}$$

O fator de atrito (*f*) é um termo que modela as condições do escoamento parietal e a influência da rugosidade superficial no escoamento. A Eq. (6) demonstra a equação para o fator de atrito quando o escoamento se encontra no regime turbulento hidraulicamente rugoso. Tal regime é caracterizado pelas asperezas da tubulação ultrapassar a camada limite, deste modo o fator de atrito dependente unicamente da rugosidade relativa da tubulação (ϵ/D), que relaciona a rugosidade média da superfície (ϵ) com o diâmetro da tubulação.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.\log\frac{3.71.D}{\varepsilon} \,. \tag{6}$$

O regime turbulento hidraulicamente liso ocorre quando as asperezas da tubulação não transpassam a camada limite, deste modo o fator de atrito (f) depende unicamente do número de Reynolds (Re). A equação de Blasius apresenta o fator de atrito para esse regime em que é demonstrada pela Eq. (7).

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}}.$$
(7)

A Equação (8) apresenta outra formulação comumente aplicável para o regime hidraulicamente liso.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.\log\left[\frac{Re\sqrt{f}}{2.51}\right].$$
(8)



No regime turbulento de transição rugosa, em que apenas as maiores asperezas da tubulação transpassam a espessura da camada limite, o fator de atrito é influenciado tanto pelo número de Reynolds (Re) quanto pela rugosidade relativa da tubulação (ϵ /D). Desta maneira, esse regime tem o fator de atrito representado pela formula de Colebrook-White, representada pela Eq. (9).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.\log\frac{\varepsilon}{3,71.D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}.$$
(9)

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os valores obtidos para a temperatura e para a massa específica da água foram 24,0 °C e 980,5 kg/m³, respectivamente. Tais valores foram empregados para realização dos cálculos necessários à análise do problema. Realizou-se este procedimento objetivando-se trabalhar com mais exatidão, tendo em vista que a massa específica da água varia em função da temperatura e da pressão atmosférica.

Os parâmetros de cálculo empregados no trabalho, são apresentados pela Tab. 1.

Tabela 1. Parâmetros de cálculo empregados no trabalho

Volume (m ³)	2,212E-02
g (m/s²)	9,807E+00
ho Hg (kg/m ³)	1,354E+04
ρ H2O (kg/m³)	9,805E+02
γ H2O (N/m³)	9,615E+03
μ H2O (kg/(m.s))	1,004E-03
ν H2O (m ² /s)	1,024E-06
D cobre (m)	1,253E-02
A cobre (m)	1,233E-04
L cobre (m)	7,950E-01
D PVC (m)	2,127E-02
A PVC (m)	3,554E-04
L PVC (m)	7,950E-01
D INOX (m)	2,304E-02
A INOX (m)	4,168E-04
L INOX (m)	7,950E-01

Os cálculos efetuados para a determinação do número de Reynolds, da perda de carga e do fator de atrito foram realizados a partir dos dados coletados com a realização do experimento laboratorial e com uso dos parâmetros de cálculos apresentados na Tab. 1. O número de Reynolds foi calculado conforme Eq. (2), a perda de carga deu-se em função da diferença de pressão encontrada pelo manômetro, aplicando a Eq. (4) e o fator de atrito foi determinado pela fórmula universal da perda de carga conforme Eq. (3).

A máxima perda de carga obtida durante a realização dos experimentos foi encontrada quando empregou-se a tubulação de cobre. Isso ocorreu em virtude do diâmetro adotado para essa tubulação, que entre os três tubos analisados foi o menor, com 15 mm de diâmetro nominal. Nessa situação alcançou-se o valor de 5,0340 m, que foi consideravelmente maior que a das outras duas tubulações, ocasionando uma grande diferença em altura entre as colunas de mercúrio do manômetro de tubo em "U". Desse modo, em virtude das elevadas perdas de carga obtida, realizou-se 29 ensaios para o tubo de cobre, cada qual com uma vazão diferente. O PVC de diâmetro nominal de 1", apresentou uma perda de carga máxima de 0,6020 m, sendo realizado 13 ensaios. A menor perda de carga ocorreu na tubulação de aço inox, também de diâmetro nominal de 1", que foi de 0,4996 m, deste modo, realizou-se 10 ensaios.

De posse dos resultados, a primeira análise realizada foi a verificação da possibilidade de algum dos ensaios estarem dentro do regime laminar, empregando-se para isto, o critério do número de Reynolds estar abaixo de 2300. Nenhum dos ensaios, no entanto, apresentou-se no regime mencionado.

Ao todo foram realizados 52 ensaios, sendo que dois apresentaram-se dentro das condições do regime de transição com números de Reynolds dentro da faixa de 2300 a 4000, portanto foram desconsiderados da análise do problema. Esse



procedimento foi adotado porque nesse regime desconhecem-se as características do comportamento do escoamento, em virtude da ausência de pesquisas sobre o tema. Os demais ensaios apresentaram-se no regime turbulento, sendo que esta é a situação mais comum encontrada na natureza devido à baixa viscosidade da água.

Realizou-se uma análise para a determinação da rugosidade média por meio dos três regimes hidráulicos turbulentos restantes, que são: hidraulicamente rugoso, hidraulicamente liso e de transição rugosa. As fórmulas empregadas para os regimes, turbulento rugoso e turbulento de transição rugosa apresentam o fator de atrito isolado, realizou-se, assim, uma manipulação matemática, de modo a isolar a rugosidade média em cada uma das situações analisadas, aplicando a Eq. (9) para o regime turbulento de transição rugosa, e a Eq. (6) para o regime turbulento totalmente rugoso.

Em seguida, realizou-se a verificação da condição hidráulica ($Re.\sqrt{f}$)/(D/ϵ), objetivando-se apurar se apresentavam dentro do limite estabelecido para cada regime. Porto (2006) apresenta que os valores menores que 14,14 pertencem ao regime hidraulicamente liso, enquanto, maior que 198 refere-se ao regime totalmente rugoso, e os valores apresentados nesse intervalo é referente ao regime de transição. Caso os valores apresentados não enquadrarem dentro da condição, o regime de escoamento seria, por exclusão, o turbulento hidraulicamente liso. No caso desse regime, por ser influenciado pela subcamada limite laminar, o fator de atrito não depende da rugosidade do material, e por consequência não a apresenta em sua formulação. Portanto a rugosidade média foi obtida pela própria condição de escoamento, igualando à sua máxima condição (igualando a 14,14), resultando em uma rugosidade média máxima possível e não a rugosidade média real.

Dos 50 ensaios restantes, 42 apresentaram-se dentro do regime hidraulicamente liso, ao passo que oito mantiveramse dentro do regime de transição rugosa. Ao trabalhar com o cobre, em virtude do reduzido diâmetro, as velocidades obtidas foram relativamente elevadas. Tal consequência exerce grande influência sobre o regime hidráulico, de modo que em todos os ensaios realizados para essa tubulação os regimes obtidos foram considerados hidraulicamente lisos. Dos ensaios realizados para a tubulação de PVC, 16,7% apresentaram-se dentro do regime de transição rugosa e 83,3% permaneceram no regime hidraulicamente liso, prevalecendo a tendência dos resultados estarem dentro deste último regime. Para a tubulação de aço inox, no entanto, somente 66,7% permaneceram dentro do regime hidraulicamente liso, ao passo que os outros 33,3% classificaram-se como de transição rugosa. Realizaram-se as médias das rugosidades, conforme os regimes de escoamento, obtendo-se os seguintes resultados.

Tabela 2. Rugosidade média obtida com os modelos de regimes hidráulicos

MATERIAL	ε (mm)
AÇO INOX	0,058
PVC	0,059
COBRE	0,030

Com o uso do rugosímetro e a aplicação do critério de Chauvenet nos resultados encontrados pelos três parâmetros de medição adotados, obteve-se os valores apresentados pela Tab. 3.

MATERIAL	Ra (mm)	Rq (mm)	Rz (mm)
AÇO INOX	0,000406 ± 0,000169	$0,000527 \pm 0,000256$	0,002981 ± 0,001262
PVC	$0,001025 \pm 0,000445$	$0,003100 \pm 0,000573$	0,006593 ± 0,003353
COBRE	0,000279 ± 0,000205	0,000383 ± 0,000322	0,002180 ± 0,001642

Tabela 3. Valores de rugosidade aferidos pelo rugosímetro

Entende-se que o parâmetro Rq tem maior serventia para utensílios com superfícies dinamicamente carregadas, superfícies de vedação e tampões em geral. Já o Rz é adotado para perfis periódicos e riscos isolados. Contudo, os dois parâmetros não trarão o mesmo proveito para o estudo como o Ra, uma vez que este é derivado da realização de uma média aritmética, da mesma forma que o parâmetro ε dos modelos de regimes hidráulicos. Portanto, por ser aplicado na maioria dos processos de fabricação, o Ra foi empregado no estudo.

Os valores de rugosidade apresentados por Porto (2006) são de 0,045 mm para o aço comercial novo e 0,0015 a 0,010 mm para o PVC e o cobre. Esses intervalos apresentaram-se próximos aos valores encontrados por meio do método que faz uso dos regimes hidráulicos, demonstrando que, para as situações analisadas, o emprego dessa metodologia apresentou valores considerados aceitáveis. As diferenças verificadas decorrem de desgastes ocasionados pelo uso das tubulações ao longo do tempo no Laboratório de Hidráulica.



As rugosidades obtidas com o uso dos regimes hidráulicos apresentaram uma diferença da rugosidade aferida com o emprego do rugosímetro, em virtude da natureza dos métodos empregados. O primeiro utiliza-se de metodologia experimental aliada às formulações teóricas que indiretamente fornecem rugosidade, ao passo que, o segundo faz uso exclusivo de metodologia experimental, realizado por meio de equipamento eletromecânico. Essas diferenças justificam-se também pela natureza do fenômeno em estudo que apresenta grandezas na ordem dos micrômetros, carecendo de equipamentos e métodos bastante precisos para a sua correta aferição.

O método empregado para obtenção da rugosidade através dos regimes hidráulicos, quando pertencentes ao regime hidraulicamente liso impossibilitou encontrar a rugosidade real da tubulação, uma vez que foi igualada a sua máxima condição, podendo os resultados estarem abaixo do encontrado. Tal fato impossibilitou a comparação percentual das rugosidades hidráulicas com as rugosidades mecânicas.

As rugosidades calculadas pelas equações utilizadas na hidráulica estão sujeitas a apresentarem valores diferentes das rugosidades reais dos materiais, pois levam em consideração condições próprias de cada escoamento, ou seja, a rugosidade própria de cada material pode variar de acordo com cada situação a qual o escoamento é submetido. Essa diferença se dá pela influência que camada limite exerce no escoamento e como os valores encontrados foram em sua maioria no regime turbulento hidraulicamente liso, isso ocasionou uma grande influência na subcamada limite laminar, pelo fato de que, nesse regime as asperezas da tubulação não transpassam a camada limite.

CONCLUSÃO

Com este trabalho, realizou-se uma revisão bibliográfica suficientemente abrangente para proporcionar à pesquisa os fundamentos teóricos necessários para caracterizar e prever a influência que a rugosidade da parede interna da tubulação exerce sobre o escoamento da água. Em tal revisão, pôde-se verificar o grau de importância que tais asperezas exercem no fenômeno em estudo, sendo que, a depender do regime hidráulico no qual o fluido se encontra, estas exercem maior ou menor influência naquele. A execução da revisão literária, proporcionou a realização de um paralelo, que demonstrou, também, que não se julga certo prever a rugosidade do material apenas pela sua natureza, já que os métodos de fabricação influenciam diretamente na superfície do próprio. Além disso, o desgaste do material ao longo dos anos pode levar à formação de protuberâncias e imperfeições que atuam diretamente na rugosidade superficial da parede interna das tubulações. Alcançando-se, com isso, os objetivos de revisão literária propostos inicialmente de quantificação dos parâmetros relativos à rugosidade determinantes para o comportamento dos fluidos.

Com base na revisão realizada, instrumentaram-se os ensaios almejando-se quantificar a influência que tal rugosidade exerce sobre o comportamento do fluido, escoando em condutos constituídos por diferentes materiais, assim como averiguar a magnitude das diferenças encontradas entre as rugosidades obtidas por meios hidráulicos e por meios mecânicos. De posse dos resultados obtidos, pôde-se realizar uma comparação entre tais valores, e entre os encontrados por meio da revisão literária. Empregando-se a metodologia que faz uso do rugosímetro, obtiveram-se valores distanciados daqueles apresentados pela literatura, demonstrando a necessidade de revisão dos parâmetros adotados pelos projetos contemporâneos. O método que se baseia nos regimes hidráulicos possibilitou a obtenção de aferições mais próximas daquelas apresentadas pela literatura, sendo que, estes permaneceram, em sua maioria, no regime turbulento hidraulicamente liso. Esses últimos resultados, foram obtidos considerando-se seus máximos valores possíveis para esse regime, podendo a rugosidade real apresentar-se menos elevada e, portanto, mais próxima dos valores encontrados pelo rugosímetro.

As constatações efetuadas apresentam relevância pelo fato de proporcionarem aos projetistas de instalações hidráulicas valores de referência que podem possibilitar o desenvolvimento de projetos hidráulicos mais seguros e econômicos, trazendo conforto e segurança para as edificações residenciais, comerciais e industriais. O êxito da pesquisa foi suficientemente significativo para alcançar os objetivos inicialmente propostos, que consistiram em realizar a comparação entre as rugosidades encontradas, assim como averiguar a influência que tal característica exerce no fenômeno em estudo.

De posse dos resultados encontrados, observou-se a necessidade da quantificação da influência, de maneira mais aprofundada, que a rugosidade exerce no comportamento do fluido, particularmente quando este encontra-se escoando no regime turbulento hidraulicamente liso. A necessidade de tal quantificação, surge principalmente em virtude da ausência da rugosidade na equação empregada para a caracterização do comportamento do fluido nessa referida situação; e diante, também, da significativa influência que tal parâmetro exerce no fenômeno analisado, conforme constatações que puderam ser observadas na presente pesquisa. Isso pode ser realizado ajustando-se tais formulações com coeficientes almejando-se que estas forneçam valores mais representativos da rugosidade real da tubulação. Esse ajuste é sugerido para futuros trabalhos, sendo tema relevante e de interesse para o campo da mecânica dos fluidos.

Sugere-se, do mesmo modo, para futuros trabalhos, a realização de pesquisas com o emprego de tubulações confeccionadas com materiais diferentes, mas diâmetros iguais, objetivando-se obter diferentes valores de rugosidade em função das mesmas condições de escoamento.



AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário de Patos de Minas-UNIPAM pelo grande apoio na realização deste trabalho, e também aos seus professores que ajudaram com orientações.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 4287: especificações geométricas do produto (GPS) – rugosidade: método do perfil – termos, definições e parâmetros de rugosidade. Rio de Janeiro, 2002.

AZEVEDO NETTO, J.M., *et al*, 1998, "Manual de Hidráulica", Ed. Edgard Blucher Ltda, S. Paulo, Brasil, No. 8, 669 p. ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M., 2015 "Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações", Ed. AMGH, Porto Alegre, Brasil, No. 3, 990 p.

HERMES, S.N., 2014, "Rugosidade superficial interna de tubos para irrigação". 2 Mar. 2017, <<u>http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/11/11152/tde-20032014-10010.php</u>>

PORTO, R.M., 2006, "Hidráulica básica", Ed. Escola de Engenharia de São Carlos - USP, S. Paulo, Brasil, No. 4, 519 p.



DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM TORNO DE UM PERFIL DE ASA

Nome do autor: Alexandre de Almeida Alves, Fernando Augusto Alves Mendes, Augusto Salomão Bornschlegell Instituição: Universidade Federal da Grande Dourados - UFGD Endereço Completo da Instituição: Rodovia Dourados - Itahum, Km 12 - Cidade Universitária, Cx. Postal 364 - CEP 79804-970 E-mail para correspondência: alexandrextz124@hotmail.com, fernandomendes@ufgd.edu.br, augustosalomao@ufgd.edu.br

RESUMO: No presente trabalho foram analisados os comportamentos do escoamento de ar em torno de um aerofólio, com o intuito de visualizar o ponto de estagnação, a região de descolamento e a formação da esteira de von Kárman. O foco principal foi dado aos efeitos da geometria e do ângulo de ataque para um Reynolds de 144674 e também os métodos utilizados para tal, com o intuito da determinação do regime de escoamento que foi utilizado no estudo. Podendo assim haver comparação entre as imagens do atual trabalho para com os próximos, com variações apenas do fator de Reynolds entre elas.

Palavras-Chave: Visualização de escoamentos, esteira de von Kárman, perfil de asa

ABSTRACT: In the present article, the airflow around an airfoil was analyzed to visualize the stagnation point, boundary layer detachment and also the formation of the von Kárman's vortex street. The main focus was given to the effects that the geometry and the attack's angle for the Reynolds of 144674, and also the employed methods to determine the flow regime that was used in the present study, so that a comparison be available between the images of the current study and next ones, varying only the Reynolds governing parameter between them.

Keywords: Flow visualization, von Kárman vortex street, wing profile

INTRODUÇÃO

O sucesso de um trabalho científico experimental, deve-se a uma refinada medição das informações obtidas de maneira empírica e uma leitura correta dos valores coletados, relacionando-os aos fenômenos físicos em questão (Mansur & Vieira 2004).

Aliado a isso, o estudo da visualização do escoamento de ar em mecânica dos fluidos, passou a ser uma das mais importantes ferramentas para o avanço tecnológico e devido sua ampla aplicabilidade, tornou-se corriqueiro nos estudos de fenômenos físicos com uso em diversas áreas. Um dos principais usos da análise visual de escoamento está na engenharia, como na aeronáutica, construção civil e automobilística.

Por consequência do exposto acima, existe uma intensa atenção e aplicação de esforços para aperfeiçoar esse tipo de técnica, como por exemplo para quais objetivos utilizar-se de sua aplicação. Para cada aspecto físico a ser analisado, existe um tipo de método de visualização que acaba retornando as informações pretendidas. Como no estudo do comportamento do escoamento em regiões afastadas da superfície do corpo, com o intuito da análise de vórtices ou escoamentos cisalhantes por exemplo, utiliza-se injeção de linhas de fumaça para uma melhor visualização do comportamento do fluido. Já para o estudo do comportamento do escoamento na interface sólido-líquido, métodos como óleo de fumo, naftaleno e tantos outros, observamregiões com maior velocidade de escoamento e regiões turbulentas na superfície. Serão representadas abaixo imagens das técnicas de injeção das linhas de fumaça e adição de naftaleno na superfície do corpo respectivamente.



Figura 1. Visualização de escoamento por injeção de fumaça, (Cortesia de Smart Blade GmbH)





Figura 2. Visualização de escoamento por naftaleno, (Imagem coletada de Lingwood RJ, Henrik Alfredsson PP. Instabilities of the von Kármán Boundary Layer. ASME. Appl. Mech. Rev. 2015)

Devido a sua ampla aplicação na aeronáutica, os perfis de asa devem acima de tudo possuir uma boa aerodinâmica aliada a sustentação, para que ocorra uma melhor eficiência dos voos e por consequência disso, menores gastos para a utilização do meio de transporte. Como complemento, serão introduzidos brevemente alguns conceitos de escoamento em torno de perfis de asa.

Quando um aerofólio é submetido a um escoamento, alguns pontos são de maior importância pelo efeito que ele acarreta na superfície. Como por exemplo o ponto de estagnação, que consiste no ponto sob o perfil em que a velocidade do escoamento é zero e a pressão se torna máxima, está intimamente ligado com o arrasto por pressão e devido a isso, a análise de seu comportamento e posicionamento para vários ângulos de ataque poderão ser úteis para ideias de redução do arrasto, como por exemplo alterações na geometria da asa. Outro ponto importante está no ponto de descolamento da camada limite, que se trata da desunião entre o fluido e a superfície do corpo devido a inversão do perfil de velocidade e um gradiente de pressão desfavorável na superfície do aerofólio. O seu estudo é uma das partes mais importantes na aeronáutica, devido sua influência no arrasto por atrito, que é a forma de arrasto mais presente em corpos aerodinâmicos e também no aumento da área perpendicular ao escoamento, aumentando assim o arrasto de pressão. As Fig. (3) e Fig. (4) representarão uma esquematização desses pontos abaixo.



Figura 3. Descolamento da camada limite.



Linhas de

Esteira viscos

Diante do exposto, viu-se a importância do desenvolvimento e da atenção que precisa ser dada a esse tipo de estudo. Há inúmeros cientistas focados no aprimoramento de técnicas para o estudo de escoamentos. E por consequência disso, existem novos métodos sendo criados, como intuito de cobrir brechas das análises mais clássicas, que muitas vezes foram desenvolvidas sem o conhecimento de fenômenos hoje conhecidos. Porém, também existem estudos otimizados dos métodos mais antigos para que haja um maior refino de suas análises que já são feitas atualmente e assim havendo uma melhora das informações contidas no escoamento. Dentre as diferentes técnicas de visualização em ar, tem-se desde a injeção de fumaça como traçador, até técnicas mais sofisticadas como a interferometria e o método de Schlieren.

METODOLOGIA

Procedimento experimental

O túnel de vento em questão é de circuito aberto produzido pela empresa Aeroalcool, sendo o modelo AA-TVSH1 feito em sua maioria por fibra de vidro, exceto na seção de testes. Possuindo um convergente com razão de aspecto de



4,5:1, que é uma relação entre a entrada e a saída do convergente e também um divergente com razão de aspecto de 3:1, sendo a razão entre a saída e a entrada do divergente. A seção de testes consiste em uma área quadrada de *HxH*, sendo 462x462 mm de lado e 1200 mm de comprimento, com suas laterais feitas de acrílico para uma melhor visualização dos fenômenos do escoamento. Na entrada há uma colmeia que tem o objetivo de estabilizar o escoamento que entra para a seção de testes, a seção do convergente tem o mesmo objetivo da colmeia. Na saída do túnel fica localizado o ventilador que teve sua rotação fixada em 88 rpm, para que não gerasse uma diferença de pressão muito grande entre as seções do túnel e com isso um deslocamento de ar mais controlado.

O corpo de prova para análise, consiste em um aerofólio NACA 0012 também produzido pela empresa Aeroalcool (modelo AA-TVMA3), construído em fibra de carbono possui uma superfície lisa e devido a isso, sua rugosidade relativa foi desprezada. A largura *L*, comprimento de corda *c* e espessura *h* possui dimensões de 457 mm, 179 mm e 21 mm respectivamente. Caracteriza-se também por uma razão de bloqueio em relação ao túnel de 0.04595 (*h/H*), e uma razão de aspecto de 0.04595 (*c/L*). O perfil foi muito bem engastado unilateralmente para que não haja oscilações do mesmo e com isso perturbe o escoamento de maneira indevida. Juntamente com o túnel de vento, foi adicionado um fio de material condutor de aço inox de emprego em cercas elétricas. O mesmo foi embebido em glicerina para que com a aplicação de uma diferença de potencial entre seus terminais, gere uma corrente elétrica ao longo de seu comprimento e devido ao efeito Joule consequentemente a queima do líquido, produzindo assim uma fumaça para melhor visualização dos vórtices desprendidos do perfil. A diferença de potencial no fio foi gerada por uma fonte de 12 V de computador. Os turbilhonamentos afastados do perfil das imagens coletadas, estão em sua maioria relacionadas com a combustão inicial da glicerina, esse efeito foi observado devido ao fato de que a fumaça se estabiliza após um tempo depois da queima principal, deixando a aparência do escoamento mais suave. O líquido é gotejado na ponta superior do fio e pelo efeito gravitacional acaba escorrendo por sua superfície e por consequência disso entrando em combustão ao longo de todo ele. A seção de teste será mostrada na Fig. (5) abaixo.



Figura 5. Seção de teste utilizada para os ensaios



Figura 5^a. Esquema simplificado da Fig. (5)

A iluminação do escoamento foi feita por duas luzes brancas contínuas de 70W cada, possuindo 5400 Kelvin e posicionadas na parte superior da seção de testes, perpendicularmente a linha de visão, iluminando assim o escoamento de cima para baixo. Para o congelamento dos movimentos utilizou-se uma câmera EOS 6D da Canon e uma lente fixa do modelo canon macro lens ef 100mm 1:2.8 L IS USM da Canon. O acionamento da câmera foi feito através de um disparador remoto para uma menor perturbação no posicionamento. Utilizou-se um tripé na lateral do túnel de vento para posicionar a câmera, a lente foi direcionada para a seção de testes ficando descentralizada positivamente em relação ao corpo de prova na direção horizontal e no sentido do divergente do túnel de vento, para que o campo de ação da máquina dê ênfase na esteira de von Kárman que será formada atrás do perfil, na vertical a câmera foi centralizada devido a simetria na direção.

O ISO da câmera foi ajustado para o valor de 12800 para que pudesse se obter uma maior quantidade de luz, devido ao fato da baixa emissão de luz proveniente das lâmpadas. A abertura do diafragma foi escolhida como f/2,8 para que juntamente com o ISO realizassem uma maior capitação de luz. Já o tempo de exposição tornou-se um ponto chave na obtenção das imagens, foi necessário um período de captura extremamente rápida, com um intervalo de 1/2000 a 1/4000 s para que fosse possível congelar a imagem para que não ficasse com o aspecto borrado de sobreposição do escoamento. Com isso uma visualização mais exata do desprendimento da camada limite e formação dos vórtices. Isso deve-se ao fato da velocidade do escoamento na seção de testes estar relativamente alta para captura das fotos, com isso, outras fotometrias com tempo de exposição mais lentos não permitiram colocar o fenômeno desejado em evidência. A instrumentação disponível em laboratório para a medição da velocidade do escoamento na seção de teste on advelocidade do escoamento na seção de teste consistia em um tubo de Pitot unido a um manômetro do modelo HD HEAVY DUTY HD350. O tubo de Pitot é utilizado largamente na aeronáutica para o controle da velocidade de aeronaves. Sua sistematização usa como base a aplicação da equação de Bernoulli, a forma que essa proposição é desenvolvida será demonstrada no tópico sequente. Para a medição o tubo foi



disposto na saída da seção de testes devido ao furo de inserção estar previamente posicionado nesse local. No momento de medição da velocidade, não havia nenhum corpo de prova posicionado na seção de testes para não gerar um bloqueio do escoamento e informações enganosas ou até mesmo oscilações com amplitudes discrepantes fossem coletadas. A velocidade coletada foi de 1,8±0,1 m/s.

Equações governantes

Os métodos e abordagens matemáticas empregadas no estudo serão demonstradas no atual tópico. Um dos principais fatores a ser analisado em um escoamento é o Número de Reynolds, trata-se do termo que relaciona as forças inerciais de um escoamento com as forças viscosas. Sua principal aplicação está na sua relação com o nível de turbulência do escoamento em questão, será representado matemáticamente pela Eq. (1) abaixo.

$$Re = \frac{\rho Vc}{\mu} \quad (1)$$

Em que ρ é a massa específica do fluido, V é a velocidade sem alterações do escoamento, c representando o comprimento de corda da asa e μ sendo a viscosidade cinemática. As variáveis que compõem o Número de Reynolds, estão experimentalmente relacionadas a um erro de medição, assim haverá associado à *Re*, um ΔRe , que reflete estas incertezas. Essa incerteza será representada abaixo pela Eq. (2).

$$\Delta Re = \sqrt{\left(\frac{\partial Re}{\partial \rho} * \Delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial V} * \Delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D} * \Delta c\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \mu} * \Delta \mu\right)^2} \quad (2)$$

Para complemento, os termos $\Delta \rho$, ΔV , $\Delta c \in \Delta \mu$ representam as incertezas de medição para cada propriedade (A. Balbinot, V.J. Brusamarello, 2000), Eq. (2).

Para se obter os valores de $\rho \in \mu$, foi necessário a coleta da temperatura ambiente no dia em que os ensaios foram realizados, para tal, utilizou-se o termômetro que havia no interior do instrumento de medição de velocidade contido no laboratório. O valor encontrado foi 293K, com o dado da temperatura em mãos, foi iniciada uma pesquisa minuciosa para várias tabelas de propriedades do ar em relação a temperatura disponíveis na bibliografia. Chegou-se à conclusão de que as tabelas fornecidas por (Çengel e Cimbala, 2015) estavam de acordo com as comparações feitas e os valores encontrados foram, $\rho = 1.204 \text{ kg/m}^3 \in \mu = 1.825 \times 10^{-5} \text{ kg/m}*s$. Para o vigente trabalho foi feito o arbítrio de uma margem de erro para as propriedades coletadas de 5% do valor obtido. Para se obter os valores do comprimento de corda *c*, utilizou-se uma régua com escala de 1 mm, devido a isso, a margem de erro foi adotada como sendo 50% do comprimento da menor escala. Resolvendo ΔRe e aplicando os valores obtidos dos passos acima, tem-se:

$$\Delta Re = \sqrt{\left(\frac{Vc}{\mu} * \Delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\rho c}{\mu} * \Delta V\right)^2 + \left(\frac{\rho V}{\mu} * \Delta c\right)^2 + \left(-\frac{\rho Vc}{\mu^2} * \Delta \mu\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1.86 * 0.179}{1.825 x \, 10^{-5}} * 0.06\right)^2 + \left(\frac{1.204 * 0.179}{1.825 x \, 10^{-5}} * 0.1\right)^2 + \left(\frac{1.204 * 1.86}{1.825 x \, 10^{-5}} * 0.0005\right)^2 + \left(-\frac{1.204 * 1.86 * 0.179}{(1.825 x \, 10^{-5})^2} * (1.825 x \, 10^{-5}) * 0.05\right)^2} = 1950$$

O Número de Reynolds de acordo com a Eq. (1) e Eq (2) é: Re = 144673±1950

Já para os valores de V, como dito anteriormente foi utilizado o tubo de pitot. O anemômetro em seu interior utiliza a seguinte expressão matemática para as obtenções dos valores coletados:

$$V = \sqrt{\frac{2*(pt-ps)}{\rho}} \quad (3)$$

Com V sendo a velocidade do escoamento, pt representando a pressão de estagnação, ps a pressão estática do escoamento e ρ como a massa específica. Essa expressão é uma simplificação da equação de Bernoulli, em que é desprezada a parcela da energia potencial contida na expressão.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após a filtragem das melhores imagens, levando em conta contraste ou influências externas, foram selecionadas as fotos que continham mais claramente os efeitos de maior importância e com isso um melhor estudo dos fenômenos para cada ângulo de ataque α . Na Fig. (6) e Fig. (7), serão mostrados os efeitos reais causados pelo corpo no escoamento e uma esquematização do fenômeno. Observa-se que os sentidos de rotação dos vórtices subsequentes possuem sinais



opostos. Segundo Gerrard (1966), isso se deve ao fato de que o vórtice que se forma secundariamente é atraído pela camada cisalhante situada do outro lado da esteira devido a diferença de pressão gerada pela obstrução do escoamento causado pelo perfil, atravessando assima linha central desta e cortando o fornecimento do vórtice crescente primário de sinal oposto na área de recirculação. E com isso havendo o desprendimento do vórtice inicial seguido de um aumento de raio devido ao efeito combinado de rotação contraria do vórtice que foi posteriormente formado.



Figura 6. Imagem retirada do escoamento ângulo de $\alpha = 0^{\circ}$



A Fig. (6) representa o escoamento real com uma foto obtida de um ISO 12800, abertura do diafragma de 2.5/f e tempo de exposição de 1/2000. As imagens coletadas que serão mostradas adiante seguem a mesma configuração.

Observou-se também, que há uma queda da velocidade ao longo do perfil em direção ao fluxo, como será mostrado adiante pela Fig. (8a) e Fig. (8b). Nota-se que há uma menor tendência do fluido de acompanhar sua geometria próximo ao bordo de fuga. Isso deve-se ao fato, de que devido à redução da velocidade, as linhas de correntes aqui representadas pelo traçador acabam se afastando à medida que escoam ao longo do perfil. Chega-se à conclusão de que não há recirculação sobre a asa.



Figura 8a. Imagem obtida para ângulo de ataque $\alpha=0^{\circ}$

Figura 8b. Ênfase dada ao fenômeno de velocidade adversa

Com o aumento do ângulo de ataque de 0° para 5°, observou-se que devido a maior obstrução do fluxo de ar por parte do perfil, a esteira de von Kárman acaba se tornando maior do que com 0° e por consequência disso se formando mais atrás do aerofólio. Devido ao bloqueio do escoamento por parte do perfil, a estrutura anteriormente observada (vórtices contra rotativos laminares) se desestabilizaram, tendo-se assim, esteiras turbulentas. A Fig. (9a) e Fig. (9b) representarão respectivamente a imagem real e o foco para melhor visualização do fenômeno.





Figura 9a. Ampla visualização do escoamento $\alpha=5^{\circ}$

Figura 9b. Ênfase ao fenômeno em questão

Também foi observado diferentemente do caso com um ângulo de 0 grau, uma tendência circulatória mais brusca e a tendência que o escoamento sobre a asa tem de ir contra a corrente livre próximo ao bordo de fuga. Indicando um aumento de arrasto no ponto. Representado abaixo pelas Fig. (10a) e Fig. (10b).



Figura 10a. Visualização ampla do fluxo de ar $\alpha = 5^{\circ}$



Figura 10b. Ênfase no fenômeno analisado

Com o intuito de estudar a influência do ângulo de ataque no escoamento, incrementou-se o mesmo em 5 graus, indo de 5° para 10°. Devido a um bloqueio ainda maior do escoamento, ocorreu um fenômeno semelhante a etapa anterior, um aumento do tamanho do raio das estruturas turbilhonares, juntamente com a formação de uma esteira mais volumosa em uma zona mais atrás do que para o ângulo de 5°. Porém, mesmo que com uma definição inferior, o fluido deixou traços da periodicidade, que é característica da esteira de von Kárman, mostradas abaixo pelas Fig. (11a) e Fig. (11b).



Figura 11a. Estrutura turbilhonar com α =10°



Figura 11b. Foco no fenômeno turbilhonar descrito



Com uma visão mais apurada do fenômeno, vê-se que aproximadamente na metade do comprimento de corda, a linha de corrente representada por uma linha de fumaça possui uma mudança brusca de velocidade, que é vista como uma região mais ondulada e desordenada sobre o perfil, representando assim uma área de velocidade reversa. Observa-se também, que a pressão reversa ao escoamento avançou do final da asa para um ângulo de 5°, para aproximadamente no meio do perfil para um ângulo de 10°. O acontecimento será apresentado nas Fig. (12a) e Fig. (12b) em seguida.





Figura 12a. Recirculação sobre o perfil para α =10°



Agora com um ângulo de 15°, os efeitos vistos com o ângulo de 10° e discutidos nas etapas anteriores se agravam, como o aumento dos vórtices juntamente com o seu desenvolvimento em uma zona fora da seção de testes. Aqui observouse um grande par de recirculações tendo sua formação logo após o perfil, porém se definirá mais à frente fora do alcance das câmeras. Em contraposto a esse problema, as imagens ainda sim mostram que a formação de vórtices é maior em comparação ao obtido a 10°, por conta do aumento do ângulo de ataque. Devido a esse fenômeno, fica clara a necessidade de uma maior energia para realizar o movimento, devido ao fato de que essa perda de movimento linear do escoamento, significa uma perda de movimento de um avião se movimentando na atmosfera. O efeito será demonstrado abaixo nas Figs (13a) e (13b).







Figura 13b. Ênfase no ponto de análise da Fig. (13a)

A análise do descolamento sobre o perfil segue o mesmo padrão das anteriores, observa-se a zona de recirculação acima da metade do comprimento de corda, que foi observado a 10°. Tonando assim o movimento relativo entre o perfil e o ar muito mais penoso, devido a pressão adversa e a inflexão do perfil de velocidade ocorrer muito próximo ao bordo de ataque, aumentando assim o arrasto de atrito e pressão. (Çengel e Cimbala, 2015).



Figura 14a. Descolamento sobre o perfil α =15°



O último teste foi feito para um ângulo de 20°, observou-se da mesma forma, a formação de esteiras turbilhonares maiores do que para a angulação anterior e também uma aproximação do descolamento da camada limite o para com o bordo de ataque. Viu-se também que com o aumento do ângulo de ataque, ocorre uma aceleração rotacional e aleatória do escoamento nas zonas de turbilhonamento, caracterizada por uma região acinzentada e borrada na imagem da Fig. (15)



Figura 15. Estrutura turbilhonar com α =20°

CONCLUSÃO

Conclui-se que os fenômenos provenientes de um escoamento em torno de perfil aerodinâmico estão diretamente relacionados com o ângulo de ataque do perfil. Como por exemplo, o aumento subsequente do ângulo de ataque, veio juntamente com um turbilhonamento mais acentuado e um avanço do descolamento da camada limite, que são efeitos negativos ao movimento relativo entre o escoamento e a asa. Mostrou-se também alguns passos a serem seguidos e análises a serem feitas para estudos semelhantes. Com isso, há também a possibilidade de outros ensaios serem feitos com perfis diferentes do atual, para que ocorra uma comparação entre ambos. Também podem ser realizadas alterações na geometria dos perfis com o intuito de alguma forma, minimizar os efeitos das recirculações e descolamentos, com isso gerando um desenvolvimento de aerofólios mais eficientes sobre o ponto de vista da aerodinâmica.

AGRADECIMENTOS

O presente estudo foi realizado graças aos recursos fornecidos pela Universidade Federal da Grande Dourados, UFGD, que forneceu os instrumentos de medição e a utilização do laboratório para a realização dos experimentos. E também agradecer ao responsável pelo laboratório, Evandro, que sempre esteve disposto a ajudar no que fosse preciso.

REFERÊNCIAS

Mansur, Sérgio & Vieira, Edson. (2004). VISUALIZAÇÃO EXPERIMENTAL DE ESCOAMENTOS. 33-71.



Sturm, Hannes et al. "Boundary Layer Separation and Reattachment Detection on Airfoils by Thermal Flow Sensors." *Sensors (Basel, Switzerland)* 12.11 (2012): 14292–14306. *PMC*. Web. 12 June 2018.

Çengel, Y., Mecânica de fluidos, McGraw-Hill, 2003.

A Balbinot, VJ Brusamarello – 2000. Instrumentação E Fundamentos de Medidas. Volume 2.

SGerrard, J. H. "The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies." *Journal of fluid mechanics* 25.2 (1966): 401-413.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ANÁLISE NUMÉRICA DA PERDA DE CARGA EM ESCOAMENTOS TURBULENTOS EM DUTOS CURVOS

Hugo Campos Lima Silva; Diego Alves de Moro Martins

Centro Universitário de Patos de Minas - UNIPAM Instituição Rua Major Gote, n° 808, Bairro Caiçaras - Patos de Minas - MG, CEP: 38702-054. hugocls@unipam.edu.br diegoamm@unipam.edu.br

RESUMO: Neste artigo, a dinâmica dos fluidos computacional é utilizada para estudar o comportamento do escoamento turbulento em condutos curvos de 90°. Um estudo específico, porém, muito impactante, tendo-se em conta que tais condutos são amplamente utilizados em diversas situações industriais. Um grande problema neste tipo de escoamento é a perda de energia, que ocasiona um grande prejuízo, já que é necessário produzir uma maior pressão no início do sistema, para que o fluído chegue ao seu destino com a pressão de trabalho correta.

Palavras-Chave: CFD, Perda de carga, Dutos curvos

ABSTRACT: In this article, the computational fluid dynamics is used to study the behavior of turbulent flow in 90° curved conduits. A specific study, however very impressive, considering that such conduits are widely used in several industrial situations. The energy loss is a problem in this kind of flow, cause great damage, since it is necessary to produce a greater pressure at the beginning of the system, so that the fluid reaches its destination with the correct working pressure.

Keywords: CFD, Pressure drop, Curved pipes.

INTRODUÇÃO

A maioria das indústrias de diversos setores utilizam sistemas de transporte de fluidos em seus processos. Estes sistemas necessitam de dimensionamentos pontuais para garantir a eficiência do processo e evitar custos não estipulados em projetos. Em um sistema de transporte de vapor, por exemplo, todo o sistema deverá ser remontado com ajustes pontuais caso a capacidade necessária não seja alcançada, demandando tempo e recursos financeiros. Um dos fatores que causam a queda na eficiência em redes de vapor é a perda de carga que ocorre em dispositivos como válvulas, reduções, cotovelos, tês, etc. Devido à grande quantidade, as curvas ou cotovelos provavelmente são os elementos mais impactantes na perda de carga em redes de vapor.

A perda de carga em dutos ocorre devido às tensões viscosas em escoamentos parietais. Estas tensões dissipam parte da energia mecânica do escoamento, ocasionando na queda de pressão ao longo do escoamento. Esta queda de pressão é maior em dutos curvos devido à mudança na direção do escoamento. Segundo Azevedo (1973), a perda de carga em acessórios e dutos é um fator indispensável para o cálculo do comprimento equivalente da tubulação, e isto é utilizado para definir potência de motores, bombas ou outros equipamentos.

Neste trabalho pretende-se calcular, através de simulações numéricas, as perdas de cargas em escoamentos turbulentos em curvas de 90° de secção circular. Também se pretende avaliar o comportamento do escoamento com uma variação de número de Reynolds.

Sintetizando, o objetivo geral dessa pesquisa consiste na análise numérica da perda de carga em curvas de 90°, utilizando a dinâmica dos fluidos computacional, para auxiliar no dimensionamento de tubulações e equipamentos industriais. Também serão avaliados os efeitos ocasionados pelo aumento do número de Reynolds no escoamento e na perda de carga.

METODOLOGIA

Perdas de carga

A perda de carga é um fenômeno que ocorre quando há contato direto do fluido com as paredes de condutos. Ao entrar em contato, surgem tensões viscosas no fluido, dissipando assim energia no meio e reduzindo a pressão do fluido no escoamento (AZEVEDO NETO, 1998).

Existem ainda dois tipos de perdas de carga: distribuída e localizada. Segundo Mccabe (2005) as perdas de cargas distribuídas são causadas ao redor do conduto em que ocorre o escoamento, e a perda de carga localizada é formado por



acessórios utilizados em canalizações, como por exemplo, curvas, válvulas e outras conexões. Em literatura, calcula-se a perda de carga total com o somatório das perdas de cargas distribuídas e as perdas de cargas localizadas.

Perda de carga distribuída

Perdas de carga distribuídas ocorrem devido o contato do fluido com a parede interna do conduto no qual ocorre o escoamento. Também existe influência da rugosidade do material que é utilizado, sendo que quanto mais desgastado estiver, maior o impacto na perda de pressão. Propriedades como viscosidade e massa específica interferem diretamente na dissipação de energia no momento do contato, sendo que se refere ao contato entra as partículas do próprio fluido.

Referentes a este tipo de perda de carga, existem três métodos que se destacam na literatura:

Método de Darcy

Dentre os métodos para cálculo de cargas distribuídas temos o modelo de Darcy, que de acordo com Azevedo (1998), Darcy foi o primeiro investigador a considerar a parede dos tubos para cálculo de perda de carga distribuída. Darcy, com base em suas experimentações, obteve a seguinte equação:

$$J = k \frac{v^n}{D} \tag{1}$$

Onde V é a velocidade do fluido, D é o diâmetro interno, k é o coeficiente de perda de carga e n tem valor fixado em dois.

Método de Hazen-Williams

Um dos métodos mais utilizados por engenheiros para o cálculo de perdas de carga é o método de Hazen-Williams. Este método se mostra simples comparado a outros na literatura, além de não considerar efeitos da viscosidade e temperatura do fluido no escoamento:

$$\frac{\Delta P}{L} = k \frac{Q^{1,85}}{C^{1,85} R^{1,17} A^{1,85}}$$
(2)

Onde consideramos que $\Delta P/L$ é a perda de carga por comprimento do tubo, Q é a vazão do escoamento, C é o coeficiente de rugosidade encontrado em planilhas ou gráficos na literatura, R é o raio e A é a área interna do tubo. Entretanto, segundo Christensen (2000), a equação de Hazen-Williams prende-se a escoamentos com alto número de Reynolds e rugosidade alta.

Método de Darcy-Weisbach

A equação de Darcy-Weisbach surgiu com a finalidade de se calcular a perda de carga devido a fricção do fluido com a parede do conduto:

$$h = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \tag{3}$$

Sendo h a perda de pressão devido a fricção, f é o fator de Darcy, L e D equivalem ao comprimento e diâmetro interno do tubo. V é a velocidade média do escoamento e g é a aceleração da gravidade.

Segundo Hidraulic Institute (1954) pode-se encontrar o fator de fricção f utilizando a equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\varepsilon}{3,7Dh} + \frac{2,51}{\operatorname{Re}\sqrt{f}}\right) \tag{4}$$

Esta equação oferece um valor razoável do coeficiente de fricção para ser utilizado na equação de Darcy-Weisbach. Por último, para ser utilizado na equação de Colebrook é necessário saber o número Reynolds. Conforme Çengel (2007) e HIDRAULIC INSTITUTE (1954) a equação para se encontrar o número de Reynolds é:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \tag{5}$$

Onde ρ é a densidade, V e D são velocidade média e diâmetro interno e μ é a viscosidade dinâmica.

Perdas de carga localizada



De acordo com Porto (2006), as perdas de cargas localizadas são causadas pela presença de acessórios, no qual refletem diretamente no escoamento fazendo com que haja alteração de velocidade e perda de pressão devido a turbulência gerada pela alteração da tubulação, como estrangulamentos, curvas, entre outros.

A equação geral utilizada para o cálculo de perda de carga localizada é expressa por:

$$\Delta h = K \frac{v^2}{2g} \tag{6}$$

Onde K é o coeficiente adimensional que depende do formato geométrico da conexão, de Reynolds, rugosidade e condições de escoamento. V refere-se à velocidade média. Porto (2006) retrata também que o coeficiente K é determinado de acordo com o número de Reynolds e, este sendo maior que 105, torna-se valor constante de tabela e gráfico apresentado na literatura.

Software

A análise da perda de carga em dutos curvos será realizada através de simulações numéricas utilizando o código computacional UNSCYFL3D (Unsteady Cyclone Flow 3D). Este código foi desenvolvido por uma equipe de professores da Universidade Federal de Uberlândia. No código computacional UNSCYFL3D, o escoamento do fluido é resolvido via solução das equações filtradas ou médias de Navier-Stokes para fluidos Newtonianos em escoamentos incompressíveis. A solução numérica é baseada no método dos volumes finitos em malhas não estruturadas, sendo capaz de resolver escoamentos em geometrias complexas. O código UNSCYFL3D baseia-se no método dos volumes finitos em malhas não estruturadas, sendo capaz de resolver escoamentos em geometrias complexas. Existe a opção de três esquemas advectivos (esquema centrado de segunda ordem, UPWIND de primeira e segunda ordem), e dois esquemas para avanço temporal (primeira e segunda ordem). Utiliza o algoritmo SIMPLE (Semi-implicit Method for Pressure-Linked Equations) para o acoplamento pressão velocidade, e o método do gradiente bi-conjugado (Ferziger e Peric, 2002) para solução dos sistemas lineares. Os modelos de turbulência implementados são: SST (Menter, 1992), SSTDES (Strelets, 2001), Smagorinsky (Smagorinsky, 1963) e dinâmico (Lilly, 1991).

Primeiramente, serão simulados casos já estudados na literatura para efeito de validação do modelo que será utilizado. Após a validação do modelo, serão simulados casos variando parâmetros geométricos e de entrada para verificar a influência de tais fatores na perda de carga em dutos curvos. Os fatores que serão analisados são: diâmetro do duto, raio de curvatura e número de Reynolds.

Avaliação dos modelos para escoamento gás-sólido em um canal

Para realizar a validação dos modelos de escoamento é necessário a utilização do mesmo em um modelo já explanado em literatura de referência. Para tal foi utilizado o modelo Euleriano em acoplamento a uma fase contínua. Tal estudo foi anteriormente analisado por Laín e Sommerfeld (2008); de forma numérica e experimental; e consiste no deslocamento de ar por um canal horizontal de base retangular com 6 m de comprimento, 0,35 m de profundidade e 0,035 m de altura. Tal comprimento é necessário para que o regime de escoamento turbulento se desenvolva completamente, corroborando assim, para validar o modelo de escoamento escolhido.



Figura 1. Dimensões do conduto utilizado por Laín e Sommerfeld (2008)

Em seu referido estudo Laín e Sommerfeld (2008), para as condições propostas, conseguiram os resultados demonstrados no gráfico da Fig. (2):





Figura 2. Resultados obtidos por Laín e Sommerfeld (2008)

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após a análise bibliográfica dos preceitos envolvidos no escoamento turbulento em condutos, foi realizada, através do software ICEM CFD, a simulação de um conduto, para testes e comprovação da aplicabilidade e confiabilidade dos estudos através de ferramentas CFD. Após a criação da malha de cálculos, realizou-se a simulação da ação de um fluído turbulento. Os resultados encontrados estão demonstrados no gráfico da Fig. (3):



Figura 3. Comparação Unscyfl3D x Laín e Sommerfeld

Ao comparar os resultados encontrados pela utilização dos métodos propostos neste artigo, com os realizados por Laín e Sommerfeld (2008), comprova-se a eficácia e confiabilidade de tais métodos, pois ambos retornaram um padrão de comportamento muito semelhante. Com tal comprovação, pode-se já, estudar os efeitos do fluxo turbulento em condutos curvos de 90°. Após a comprovação da eficiência e confiabilidade das simulações computacionais, foi necessário escolher um dos modelos da mesma, para executar o estudo dos casos a qual este artigo se objetiva. Para tal rodamos diversos modelos diferentes, com um mesmo passo de tempo, e comparamos os dados obtidos com os dados obtidos por Laín e Sommerfeld (2008). O resultado dessa comparação é visível no gráfico da Fig. (4)



Figura 4. Comparação entre diferentes modelos de estudo de turbulência



Como é perceptível pelo gráfico, o modelo que melhor se adequou aos resultados presentes na literatura estudada foi o modelo de turbulência K-epsilon. Sendo assim ele foi escolhido como o modelo que será utilizado. Obtido o modelo é necessário escolher as configurações que deverão ser adotadas para o mesmo.



Figura 5. Comparação entre passos de tempo



Figura 6. Detalhamento da diferença entre diferentes passos de tempo

Como a representação gráfica demonstra, a diferença entre as configurações de passo de tempo do modelo é de escala desprezível, sendo assim foi adotado para este artigo a configuração de 10–4 segundos, por ser considerada teoricamente a mais precisa, visto que nessa configuração é realizado um maior número de cálculos, o que por sua vez deverá aproximar ainda mais da convergência.

Com o modelo e as configurações selecionas, passou-se ao estudo do escoamento turbulento nos condutos curvos de 90°, o objetivo principal desta pesquisa. Para tal foram rodados, casos com velocidades de escoamentos inicias de:



0.6, 2.4, 4.6 e 12.2 metros por segundo, em um conduto curvo de 90° com 0.25 metros de diâmetro e raio de curvatura de 0.6 metros.

Foi, então, extraído desses casos, as pressões (P) de entrada e saída da curva, e com isso obtido a variação da pressão, denominada de (Δ P). Após achar a variação, utilizou-se a mesma para encontrar o valor de K que é o coeficiente adimensional, que será utilizado dentro da fórmula de perda de carga localizada para encontrar o Δh , que se refere ao índice de perda.

Velocidade	P de Entrada	P de Saída	ΔP	к	Δh
0,6 m/s	142,755	89,831	52,924	0,005406	0,000099289010524
2,4 m/s	312,037	148,918	163,12	0,031872	0,009366406
4,6 m/s	1051,411	469,109	582,3	0,107392	0,115939803
12,2 m/s	6767,98	2867,37	3900,6	0,691289	5,249562467

Tabela 1. Pressões na entra e saída da curva, em diferentes velocidades de escoamento inicial

Em seguida foi comparado os dados obtidos através dessa simulação, com dados fornecidos pela literatura, nesse caso, a NBR 12214 (ABNT, 1992).

Tabela 2. Comparação dos resultados da simulação computacional com os dados da NBR-12214 (ABNT, 1992)

Velocidade	Δh	NBR- 12214
0,6 m/s	0,000099289010524	0,19
2,4 m/s	0,009366405531527	0,26
4,6 m/s	0,115939803424695	0,31
12,2 m/s	5,24956246721323	0,39

CONCLUSÃO

Como é perceptível através dos gráficos apresentados, há uma diferença entre os resultados obtidos por meio da simulação computacional e os apresentados pela norma técnica. Essa diferença se dá principalmente nas velocidades menores, isso é devido ao falto de que nessa configuração a camada limite é menor e o modelo sofre maiores influências da rugosidade na perda de carga; sendo que no modelo computacional, não se levou esse fator em consideração.

No entanto ao focar nas velocidades maiores, é possível perceber, que apesar de ainda haver uma diferença elevada, os valores permanecem em uma mesma linha de grandeza, já que em maiores velocidades de escoamento, a rugosidade tem menor influência. Essa diferença de valores, pode ser explicada devido ao fato que o modelo utilizado pela norma considera a velocidade como sendo linear, enquanto no modelo computacional é levado em conta a variação da velocidade durante todo o conduto, dessa forma, pode-se afirmar; embasado na grande assertividade do modelo computacional com os dados das literaturas, obtidos experimentalmente; que o modelo computacional tende a ser o mais correto.

Nesse contexto é comprovada a utilidade e eficácia da simulação computacional na análise de escoamentos turbulentos de 90° em detrimento as normas técnicas, por se tratar de um modelo mais preciso e que acarretará em resultados melhores.

AGRADECIMENTOS

Agradeço profundamente ao Professor Dr. Diego Alves de Moro Martins, por me dar a oportunidade de conduzir esta pesquisa. À sua confiança e apoio, meu sincero: obrigado. Agradeço ainda ao curso e a coordenação de Engenharia Mecânica do Centro Universitário de Patos de Minas pelas oportunidades.

REFERÊNCIAS

ASHRAE, ASHRAE Handbook - Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2009



- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 12214: Projeto de sistema de bombeamento de água para abastecimento público. Rio de Janeiro, 1992.
- AZEVEDO NETO, José Martiniano de. Manual de hidráulica. 6 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1973. 1.333 p, Vol 1

AZEVEDO NETO, José Martiniano de. Manual de hidráulica. 8 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1998. 669 p.

- ÇENGEL, Y.A. CIMBALA, J.M. Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações. 3 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2007. 819 p.
- CHRISTENSEN, B.A. Discussion on limitation and proper use of the HazenWilliams equation. Journal of Hydraulic Engineering 126, 2000.
- DUARTE, C. A. R., SOUZA, F. J. E SANTOS, V. F., Numerical investigation of mass loading effects on elbow erosion, Powder Technology, Vol. 283, 2015.
- FERZIGER, J. H. AND PERIC, M., Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer, 2002.

HIDRAULIC INSTITUTE, HIDRAULIC INSTITUTE – Pipe Friction Manual, New York, 1954

- LAÍN, Santiago; SOMMERFELD, Martin. Euler/Lagrange computations of pneumatic conveying in a horizontal channel with different wall roughness. Powder Technology, v. 184, 2008.
- LILLY, D. K., A proposed modification of the Germano subgrid-scale closure method, Physics Fluids, 1962.
- MARTINS, D. A. M., SOUZA F. J. e SALVO, R. V., Formation of vortex breakdown in conical-cylindrical cavities, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 48, 2014.
- MENTER, F.R., KUNTZ M. AND LANGTRY, R., Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model", Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, New York, Begell House, Inc., 2003
- MUZAMBER, Q. H. CFD analysis of the effect of elbow radius on pressure drop in multiphase flow. Hindawi Publishing Corporation. Modelling and Simulation in Engineering. v. 12, ID 125405, p. 8, oct. 2012.
- MCCABE, Warren L. SMITH, Julian C. HARRIOTT, Peter. Unit operations of chemical engineering. 5 ed. New York: McGraw-Hill, 1993. 1130 p
- PORTO, R.M. Hidráulica Básica. 4 ed. São Paulo: EESC-USP, 2006. 519 p.
- SMAGORINSKY, J., General circulation experiments with primitive equations, Monthly Weather Review 91, 1963.
- SOUZA F. J., SALVO, R. V. e MARTINS, D. A. M., Large Eddy Simulation of the gas-particle flow in cyclone separators, Separation and Purification Technology, Vol. 94, June 2012.
- SOUZA F. J., SILVA, A. N. e UTZIG, J., Four-way coupled simulations of the gas- particle flow in a diffuser, Powder Technology, Vol. 253, 2014.
- SOUZA F. J., SALVO, R. V. e MARTINS, D. A. M., Simulation of the performance of small cyclone separators through the use of Post Cyclones (PoC) and annular overflow ducts, Separation and Purification Technology, Vol. 142, 2015.
- SOUZA F. J., SALVO, R. V. e MARTINS, D. A. M., Effects of the gas outlet duct length and shape on the performance of cyclone separators, Separation and Purification Technology, Vol. 142, 2015.
- STRELETS, M., Detached eddy simulation of massively separated flows, American Institute of Aeronautics & Astronautics, 39th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nv, 2001.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 Brasília, DF

ANÁLISE PARAMÉTRICA DE UMA FITA TORCIDA PARA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA

Luis Gonçalves da Silva Junior*, Leandro Oliveira Salviano**

* Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Campus Experimental de Rosana Av. dos Barrageiros, 1.881, Bairro: Centro, Cep: 19.274-000 - Primavera/Rosana, SP luistjs3223@hotmail.com.br
** Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Campus de Ilha Solteira Av. Brasil, 56, Bairro: Centro, Cep: 15.385-000, Ilha Solteira/SP leandro.salviano@unesp.br

RESUMO: Grande é a quantidade de energia térmica que necessita ser fornecida para o aquecimento de água em ambientes domésticos ou industriais, seja através da queima de gás, biomassa ou pela utilização direta de eletricidade. Atualmente, estes métodos tradicionais têm sofrido resistência quanto a sua expansão em resposta ao inexorável aumento da demanda. Neste sentindo, a energia solar tem emergido como uma das fontes renováveis mais atrativas para este tipo de aplicação, exigindo, desta forma, o contínuo desenvolvimento tecnológico de coletores solares mais eficientes termicamente que atendam aos requerimentos de aplicação. Desta forma, o objetivo neste projeto de pesquisa é realizar a simulação numérica do processo de intensificação da transferência de calor em coletor solar de placa plana com sistema ativo e circulação indireta de fluido de trabalho monofásico, por meio do dispositivo conhecido como Fita Torcida, para baixo número de Reynolds (Re = 600) e razão de torção igual a quatro (R4). Os parâmetros geométricos da fita torcida que serão submetidos a abordagem de análise paramétrica são: Passo da fita, comprimento, translação e o raio da fita. Os resultados identificados, demostram grande contribuição do passo e do raio, contudo, em contrapartida, os resultados evidenciaram pouco impacto da translação no processo.

Palavras-Chave: Transferência de calor, Fita torcida, Coletor Solar

ABSTRACT: Large is the amount of thermal energy necessary to be supplied for heating of water in a domestic or industrial environment, whether by burning gas, biomass or by direct use of electricity. Nowadays, these traditional methods have been resisted in their expansion in response to the inexorable increase of demand. In this sense, solar energy has emerged as one of the most attractive renewable sources for this type of application, requiring, in this way, a continuous technological development of solar collectors with more thermal efficiency. Thus, the main goal of this research project is to perform the numerical simulation of the heat transfer enhancement in a flat plate solar water heater with active system and indirect circulation of a single-phase working fluid, through passive device known as Twisted Tape, at low Reynolds number (Re = 600) and torsion ratio of four (R4). The geometrical parameters of the twisted tape that will be submitted to parametric analysis are: Twisted tape pitch, length, translate and radius of twisted tape. The results identified, show a great contribution of the pitch and radius, however, in contrast, the results showed little impact of the translation in the process.

Keywords:. Heat Transfer, Twisted Tape, Solar Collector

INTRODUÇÃO

O Brasil é um país que dispõe de vastos recursos naturais que podem ser aproveitados para propósitos energéticos. Dentre essa gama de possibilidades a energia proveniente da incidência solar tem despontado como uma das mais atrativas alternativas renováveis (Tiba, 2000). Suportado pelas favoráveis características climáticas, o Brasil emerge como um potencial player no aproveitamento da energia solar para a geração de energia elétrica e para a disponibilização de energia térmica. As aplicações da energia solar podem ser classificadas como ativa e passiva (Pereira, 2006). A aplicação passiva é restrita as aplicações da arquitetura solar, enquanto a ativa pode ser classificada como: heliotérmica, fotovoltaica e solar térmica. A análise da conversão da energia solar para o aquecimento de água para aplicações domésticas e industriais, através de coletor solar plano, está compreendido na ramificação solar térmica (Pereira, 2006). O aquecimento de água para fins residenciais, em especial o chuveiro elétrico, é considerado o principal responsável pelo aumento do consumo de energia elétrica, representando aproximadamente 25% da energia elétrica consumida em uma residência, entretanto, este percentual poderia ser reduzido em grande parte com o uso de aquecedores solares (Shukla et al. 2013). Coletores solares são dispositivos que transferem a energia térmica solar



incidente para um fluido de trabalho, e, é comumente formado por cobertura transparente, placa absorvedora, tubos, isolante térmico e fluido de trabalho (Salviano et al. 2016). Umas das importantes linhas de pesquisa ainda muito ativa na academia concentrasse no aumento da transferência de calor da placa absorvedora para o fluido de trabalho, através de elementos inseridos dentro dos tubos. Entre os principais elementos as fitas torcidas (Twisted Tape) são consideradas as mais efetivas para promover o aumento na transferência de calor. Estas fitas torcidas, inseridas no interior dos tubos onde escoa água ou composto de nanofluido, criam turbilhões no escoamento aumentando a transferência de calor (B. Kumar et al. 2018), contudo, esta técnica também promove alta perda de carga associada, como verificada por A. Kumar & Prasad (2000) que avaliaram a técnica twisted tape em coletor solar plano e identificaram que enquanto a transferência de carga aumentou 87%, comparado a um tubo plano. A fim de compreender a causa dos fenômenos envolvidos neste processo, este trabalho propõe uma análise paramétrica dos parâmetros geométricos da fita torcida, objetivando a demonstração da influência e a fenomenologia desses parâmetros no processo de intensificação da transferência de calor em um coletor solar.

METODOLOGIA COMPUTACIONAL

Equações Governantes e métodos numéricos

Para a modelagem da transferência de calor e da dinâmica do fluido em um canal com técnicas de intensificação passiva, as hipóteses de escoamento incompressível e tridimensional, regime permanente e laminar, são adequadas de acordo com Mahmood et al. (2012). Considerando um fluido Newtoniano com propriedades constantes, as equações da continuidade, momentum e energia, podem ser definidas, respectivamente:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j u_i - \tau_{ij} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j h_i - k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = -u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$
(3)

Parâmetros Termo Hidráulicos

O escoamento no tubo é caracterizado pelo seu número de Reynolds e é calculado em função do diâmetro do tubo, Eq. (4). Os parâmetros para o cálculo da transferência de calor e da perda de pressão são expressos através do número de Nusselt e o fator de atrito, respectivamente, definidos pela Eq. (5) e Eq. (6).

$$R_e = \frac{\rho \mu D}{\mu} \tag{4}$$

$$N_u = \frac{hD}{k} \tag{5}$$

$$f = \frac{2\Delta P D}{\rho u^2 L} \tag{6}$$

Onde ρ é a densidade (Kg/m³), μ é a viscosidade cinemática do fluído (Kg/m.s), D é o diâmetro do tubo (m), L é o comprimento total do tubo (m), h é o coeficiente de transferência de calor (W/m².K), k é a condutividade térmica do fluido (W/m.K) e ΔP é a perda de pressão (Pa).

A perda de pressão ΔP (Eq. 7), é a diferença de pressão entre a entrada e a saída do domínio computacional:

$$\Delta P = \bar{P}_{in} - \bar{P}_{Out} \tag{7}$$

Onde,

$$\bar{P} = \frac{\iint_A \, p \, dA}{\iint_A \, dA} \tag{8}$$



Finalmente, o coeficiente de transferência de calor convectiva é determinado de acordo com a Eq. (9):

$$h = \frac{q^{\prime}}{(T_W - T_M)} \tag{9}$$

Onde: q" é o fluxo de calor constante sobre o tubo (750 W/m2), Tw é a temperatura média da superfície do tubo e Tm é a temperatura média do fluido entre a entrada e a saída do domínio computacional. As temperaturas são avaliadas conforme a Eq. (10).

$$\bar{T} = \frac{\iint_A uTdA}{\iint_A udA} \tag{10}$$

Domínio Computacional e Condições de Contorno

O coletor solar considerado nesta pesquisa é similar a um sistema comercial utilizado em residências assistidas por projetos sociais governamentais, que possuem tubos com diâmetro de 9,52 mm e comprimento de 1000 mm. Para a modelagem proposta, a espessura no tubo pode ser desconsiderada em função da condição de contorno adotada e da característica da transferência de calor por condução na parede do tubo. Para a construção da fita torcida, foram consideradas duas características geométricas importantes para o processo de intensificação da transferência de calor, sendo a primeira o Meio-Passo (MP), que consiste no comprimento do tubo no qual a fita completa 180° de revolução, e a Razão de Torção (Y) definida como a proporção do meio passo e o diâmetro interno da fita (Hasanpour et al. 2014).

$$Y = \frac{MP}{D} \tag{11}$$

Onde: Y é a razão de torção, MP é o meio-passo e D é o diâmetro da fita.

A fita torcida do projeto foi construída com diâmetro de 8 mm, passo de 64 mm (razão de torção equivalente a 4), sendo essas as condições iniciais definidas que serão submetidas ao processo de análise paramétrica, onde os aspectos dos parâmetros geométricos serão variados, os quais são: Passo da fita torcida (P), comprimento (L), Translação (T) e o raio da fita (R). A Fig. (1), ilustra os parâmetros geométricos e, a Fig. (2), exibe a geometria construída do tubo do coletor solar com a fita torcida de razão de torção igual a quatro (R4) e as condições de contorno.



Figura 2. Tubo do coletor solar com fita torcida



Independência de Malha e Validação do modelo numérico

A análise de sensibilidade foi desenvolvida com base no método GCI (Grid Convergence Index) (Division et al., 2008), o qual se fundamenta no método de extrapolação de Richardson e tem por finalidade mensurar o erro relativo da discretização do domínio computacional. O método estima a incerteza numérica analisando três conjuntos de malhas com diferentes refinamentos. Conforme recomendação feita em Division et al. (2008), é desejável que o fator de razão entre as malhas, Eq. 12, seja superior ou igual a 1,3.

$$r = \left(\frac{h_{fine}}{h_{course}}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{12}$$

Onde: h_{fine} representa o número de elementos da malha mais refinada e h_{course} é a quantidade de elementos da malha mais grosseira.

Os resultados referentes a metodologia GCI são ilustrados na tabela 1. Na tab. 2, pode-se analisar que os resultados do GCI (%) indicam que a incerteza numérica do modelo em função do refino de malha é significativamente pequeno (0,05351% para o fator de atrito e 2,07% para o número de Nusselt), revelando que a utilização do Grid 2 é a opção mais adequada, visto que possui uma pequena variação dos parâmetros termo-hidráulicos e uma quantidade de elementos consideravelmente menor em relação ao Grid 3, fato que reduz o tempo de processamento computacional.

Grid	Quantidade de Elementos	Fator de razão, r		
1	433.724	*		
2	1.270.877	1,43		
3	2.800.472	1,30		

Tabela 1. Características das malhas

Tabela 2. Resultados do método G	ίCΙ
----------------------------------	-----

GCI (%)		
Fator de atrito, f	0,05351	
Nusselt, Nu	2,07	

A validação do modelo é realizada, considerando a condição de escoamento completamente desenvolvido, e, comparando o valor encontrado com o verificado na literatura (Tamna et al., 2016), que corresponde ao valor de Nusselt igual a 4,36 e o valor do fator de atrito é em função do número de Reynolds, conforme a Eq. 13.

$$f = \frac{64}{Re_D} \tag{13}$$

Ao final do processo de validação, os valores numéricos do número de Nusselt e do fator de atrito, foram confrontados com os valores da literatura e são apresentados na tab. 3.

Tabela 3 . Dados da correlação da validação	do modelo n	umérico
--	-------------	---------

	Correlação	Simulação	Erro (%)
Fator de atrito, f	0,107	0,104	2,43
Nusselt, Nu	4,36	4,485	2,86

Pode-se observar que os resultados da simulação são próximos aos valores encontrados na literatura, com pequena diferença percentual. Assim, considerando estes resultados é possível admitir que o modelo numérico do presente trabalho está validado, e representa de forma robusta os resultados analíticos.

Processo de Análise Paramétrica

Para o processo de análise paramétrica, foi considerada a fita torcida de razão de torção igual a quatro (R4), a qual é frequentemente utilizada em processos com o intuito da intensificação da transferência de calor, sendo comum em muitos trabalhos (Eiamsa-ard et al, 2010; B. Kumar et al., 2018; Wongcharee, 2011). Para analisar a influência de cada parâmetro geométrico no processo de transferência de calor e perda de carga, os aspectos de cada parâmetro (Passo da fita torcida, comprimento, Translação e o raio da fita), foram variados de forma individual, mantendo a configuração



da fita R4 para os parâmetros que não estão sendo analisados, em um intervalo limitado pelas fronteiras do tubo. Na Tab. 4, pode-se analisar a configuração base da fita torcida R4. Considerando que o comprimento da fita é 980 mm e o tubo possui 1000 mm, a translação foi abordada de uma forma diferente, devido a limitação de espaço e, dessa forma, o comprimento da fita foi reduzido para 500 mm, possibilitando uma maior variação na translação. Na Tab. 5, é possível visualizar as configurações usadas para cada parâmetro com as suas devidas faixas de operações..

Tabela 4.	Configuração	da fita torcida co	m razão de torção	igual a quatro (R4	4)
	<i>a</i> •		•		

Configuração fita torcida R4 (mm)					
Comprimento Raio Passo Translate					
980	4	64	10		

Tabela 5. Configuração dos parâmetros geométricos usados para análise paramétrica

Parâmetro	Faixa de operação (mm)		
Comprimento	300 a 980		
Raio	0,5 a 4		
Passo	36 a 96		
Translação	10 a 500		

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos na análise paramétrica demonstram a influência dos parâmetros geométricos da fita torcida na intensificação de calor e na perda de carga. Para cada parâmetro geométrico (Comprimento, Passo, Raio e Translação), se faz necessário uma análise individual para melhor compreensão dos fenômenos envolvidos. Com o objetivo de avaliar o processo de transferência de calor em cada configuração da fita, é usada a relação de Nusselt (Nu) da fita torcida sobre o Nusselt do tubo liso (Nu_0) e, de forma semelhante, para avaliar o processo de perda de carga é usada a relação do fator de atrito (f) da fita torcida sobre o fator de atrito do tubo liso (f_0) . Abaixo, pode-se verificar os resultados obtidos para cada configuração, sendo os pontos em vermelho representados nos gráficos relacionados à configuração usada na fita torcida R4.

Análise Paramétrica do Comprimento

Conforme a Fig. (3), o aumento do comprimento afeta consideravelmente o fator de atrito, o qual cresce linearmente, enquanto o valor de Nusselt não possui um resultado tão significante. Esse fenômeno ocorre, pois, apesar do maior comprimento proporcionar maior intensificação de calor, a presença da fita implica na distorção do escoamento e, desta forma, aumenta a possibilidade de ação das tensões cisalhantes entre o fluido e a parede da fita torcida. A tab. 6 ilustra a variação da velocidade nos casos extremos.



Figura 3. Variação dos aspectos geométricos do comprimento relacionados aos valores de Nu/Nu0 e F/F0.

Comprimento		L (m)		Veloc Conto
	0,10	0,500	0,990	0.
300 mm				0.
				0
980 mm				0
				[m s

Tabela 6. Perfil da velocidade para os comprimentos de 300 mm e 980 mm

Análise Paramétrica do Passo

Conforme a Fig. (4), quanto menor o valor do pitch, maior é a transferência de calor, e isso ocorre devido a maior intensidade de distorção do escoamento, como ilustrado nas Fig. (5) e (6), promovendo melhor mistura do fluido dentro do tubo. Em contrapartida, estes efeitos dinâmicos também provocam aumento na perda de carga. O passo é o parâmetro com maior influência na fita torcida quando se trata de aumento na transferência de calor, pois os efeitos relacionados a este parâmetro, podem gerar significativo aumento na intensificação da transferência de calor, contudo, é importante salientar que deve-se levar em consideração a perda de carga gerada, pois seu impacto tende a ser diretamente proporcional a transferência de calor, porém, isso não é linear, e em alguns casos pode não seguir essa lógica devido aos longos caminhos de fluxo gerados (Arthur E. Bergles;Michael K. Jensen, 1996. As Fig. (5) e (6), representam o comportamento do fluido para a R4 e para a configuração do pitch com 96 mm



Figura 4. Variação dos aspectos geométricos do pitch relacionados aos valores de Nu/Nu0 e F/F0



Figura 5. Comportamento do fluido na fita torcida R4 com pitch igual a 64 mm



Figura 6. Comportamento do fluido na fita torcida com pitch igual a 96 mm

Análise Paramétrica do Raio

Assim como para os outros parâmetros anteriormente analisados, o raio tem grande importância, pois ele também é responsável por gerar distorções no escoamento. A variação do mesmo pode gerar bons resultados de forma moldável devido a possibilidade de alteração do comprimento individual dos raios, pois, essa variação de tamanho pode gerar maior transferência de calor ou maior perda de carga, como pode ser analisado na Fig. (7). É importante evidenciar que neste caso, considerando que os raios são simétricos, ocorre apenas a variação de um raio, o outro se mantem constante com comprimento igual a 4 mm.

Quanto maior o comprimento do raio, maior é a produção de distorção no escoamento em casos simétricos, porém, quando se aborda a assimetria entre os raios, ocorre uma indução de distorção superior, fato que aumenta significativamente a transferência de calor com um baixo valor de fator de atrito, sendo essa, uma alternativa às configurações simétricas devido ao seu alto rendimento, como ilustrado no primeiro caso da Fig. (7). Quanto maior a diferença entre os raios, melhor é o resultado obtido pela assimetria, devido a melhor relação gerada entre Nusselt e o fator de atrito, essa análise é evidenciada pela tendência da Fig. (7).



Figura 7. Variação dos aspectos geométricos do raio relacionados aos valores de Nu/Nu0 e F/F0.

A Figura (8), ilustra a geração de vórtices com planos na metade da fita R4 em comparação com os planos gerados na fita assimétrica com os raios de 0,5 mm e 4 mm (primeiro caso da Fig. (7)), onde, é possível analisar a maior distorção nas linhas de corrente provocadas pela assimetria da fita torcida.



Figura 8. (a) Vórtices gerados pela fita R4. (b) Vórtices gerados pela fita assimétrica (Raio 0.5/4).

Análise Paramétrica da Translação

A Figura (9) demonstra resultados superiores para a transferência de calor quando a translação opera entre 100 mm até aproximadamente 300 mm, o fator de atrito demonstra pouca variação se mantendo praticamente constante. O motivo deste fenômeno pode ser ligado a presença da fita torcida no tubo, pois mesmo antes do fluido passar pela mesma, há uma influência da sua presença no comportamento do fluido que acaba de entrar em regime permanente. A análise paramétrica do translate demonstrou uma variação discreta em relação a fita padrão (R4).



Figura 9. Variação dos aspectos geométricos do translate relacionados aos valores de Nu/Nu0 e F/F0

CONCLUSÃO

Neste trabalho, é realizada uma análise paramétrica dos parâmetros geométricos de uma fita torcida com razão de torção igual a quatro (R4), a fim de compreender os fenômenos envolvidos no processo de intensificação da transferência de calor de um coletor solar, por meio da técnica passiva com fita torcida. Foi utilizado o software ANSYS 18.0 para a realização da modelagem computacional e a obtenção dos valores inerentes ao cálculo do número de Nusselt e fator de atrito. Os resultados obtidos demonstram que:

- O aumento do comprimento da fita torcida produz maior impacto no fator de atrito do que no Nusselt, fato que, evidencia maior viabilidade na utilização de comprimentos inferiores ao comumente utilizado na literatura (R4).
- 2. O passo possui grande influência na fita torcida quando se trata de aumento na transferência de calor, contudo, a perda de carga associada também é significativamente aumentada, sendo a configuração usada pela R4, a que representa melhor viabilidade.
- 3. O raio é o parâmetro com o melhor resultado na análise paramétrica, pois a utilização de raios assimétricos produziram aumento significativo na transferência de calor com baixo fator de atrito, quando comparado às geometrias simétricas convencionais como a R4.
- 4. A translação demonstrou discretas variações nos valores de Nusselt e fator de atrito, podendo ser uma variável desnecessária para um eventual processo de otimização.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pela bolsa de iniciação científica (Processos: 2017/17032-3 e 2016-14620-9). À Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – Campus Experimental de Rosana/SP, por fornecer o apoio institucional para o desenvolvimento de pesquisa científica.



REFERÊNCIAS

- Arthur E. Bergles; Michael K. Jensen. (1996). Critical Heat Flux and Pressure Drop of Subcooled Flow Boiling in Small-Diameter Tubes with Twisted-Tape Inserts. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 3(2), 108.
- Division, F. E., Statement, E. P., Accuracy, N., Eng, A. J. F., Engineering, F., Policy, E., ... Eng, A. J. F. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications, 130(July), 128–131. https://doi.org/10.1115/1.2960953
- Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., & Thianpong, C. (2010). Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts. *Applied Thermal Engineering*, 30(4), 310–318. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.09.006
- Hasanpour, A., Farhadi, M., & Sedighi, K. (2014). A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 55, 53–62. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.04.008
- Kumar, A., & Prasad, B. (2000). Investigation of twisted tape inserted solar water heaters—heat transfer, friction factor and thermal performance results. *Renewable Energy*, 19(3), 379–398. https://doi.org/10.1016/S0960-1481(99)00061-0
- Kumar, B., Srivastava, G. P., Kumar, M., & Patil, A. K. (2018). A review of heat transfer and fluid flow mechanism in heat exchanger tube with inserts. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 123(September 2017), 126–137. https://doi.org/10.1016/j.cep.2017.11.007
- Mahmood, M., Bhutta, A., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., & Khan, S. (2012). CFD applications in various heat exchangers design : A review. *Applied Thermal Engineering*, 32, 1–12. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001
- Pereira, M. C. (2006). A energia solar: aplicações térmicas. Gazeta de Física, 29.
- Salviano, L. O., Dezan, D. J., & Yanagihara, J. I. (2016). Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 95, 311–329. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.069
- Shukla, R., Sumathy, K., Erickson, P., & Gong, J. (2013). Recent advances in the solar water heating systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19, 173–190. https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.048
- Tamna, S., Kaewkohkiat, Y., Skullong, S., & Promvonge, P. (2016). Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes. *Case Studies in Thermal Engineering*, 7, 14–24. https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.01.002
- Tiba, C. (2000). Atlas Solarimétrico do Brasil: Banco de Dados Terrestres. *Atlas Solarimétrico Do Brasil*, *1*, 111. https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004
- Wongcharee, K. (2011). Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl fl ow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tapes ☆. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *38*(3), 348–352. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.007

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ANÁLISE NUMÉRICA DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DE UM DISCO DE FREIO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE

Breno Tavares Baia¹ Gabriel Duarley Sousa da Silva² Rodrigo Sampaio Costa³ Moisés Abreu de Sousa⁴ Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará, Folha 31, Quadra 7, Lote Especial, s/n - Nova Marabá, Marabá–PA baiabreno44@unifesspa.edu.br¹ gabrielduarley7@unifesspa.edu.br² rsam@unifesspa.edu.br³ moisessousa@unifesspa.edu.br⁴

RESUMO: Neste artigo é apresentado uma análise térmica em um disco de freio automotivo com objetivo de determinar o perfil de temperatura em função da velocidade. Para obter o fluxo inicial e as temperaturas atingidas pelo disco utilizouse alguns parâmetros de entrada como a massa do veículo, área do disco, velocidade e o tempo de frenagem. A modelagem computacional foi realizada utilizando o método dos elementos finitos (FEM) com o auxilio do software de simulação ANSYS mechanical. Através da simulação foi possível verificar as temperaturas máximas atingidas para as velocidades de 17 m/s, 23 m/s e 28 m/s. Além disso, observou-se que a temperatura é diretamente proporcional a velocidade.

Palavras-Chave: Modelagem Computacional, Disco de freio sólido, Análise térmica

ABSTRACT: In this paper is presented a thermal analysis on an automotive brake disc with the objective of determining the temperature profile as a function of speed. In order to obtain the initial flow and the temperatures reached by the disc, some input parameters such as vehicle mass, disk area, speed and braking time were used. The computational modeling was performed using the finite element method (FEM) with the help of ANSYS mechanical simulation software. Through the simulation it was possible to verify the maximum temperatures reached for speeds of 17 m / s, 23 m / s and 28 m / s. In addition, it has been observed that the temperature is directly proportional to velocity.

Keywords: Computational Modeling, Solid Brake Disc, Thermal Analysis

INTRODUÇÃO

Desde o início do século XX o setor automotivo vem evoluindo em um ritmo acelerado. A busca por desempenho levou o surgimento de motores com um alto rendimento e, por consequência, com mais potência. Devido o aumento da potência, altas velocidades podem ser alcançadas com grande facilidade pelos veículos automotivos. Dado estes fatos, fica evidente que os fatores de segurança devem evoluir de maneira equivalente. E, tratando-se de segurança, o sistema de freio é o componente mais importante para segurança de um automóvel (Zhongzhe, 2008).

Durante o acionamento do sistema de freio há geração de atrito entre as pastilhas e o disco. Neste processo a energia cinética do veículo é transformada em energia térmica (Abebe *et al.* 2016), e parte dessa energia é absorvida pelo sistema de freio. Devido a geração de calor há uma elevação na temperatura das pastilhas e no disco. Quando essa elevação na temperatura ultrapassa os valores suportados pelos materiais constituintes do sistema de freio, a ocorrência de falhas, como o desgaste prematuro das pastilhas, falha de rolamento, rachadura térmica ou vaporização do fluido de freio (Lee & Yeo, 2000). Além disso, devido às elevadas temperatura, ocorre uma drástica diminuição do coeficiente de atrito entre o disco e as pastilhas, e por consequência, tem-se a redução na eficiência da frenagem.

O objetivo principal deste trabalho foi determinar o perfil de temperatura do disco de freio sólido em função da velocidade de 17 m/s, 23 m/s e 28 m/s, com as suas respectivas temperaturas máximas. Para a realização da análise térmica utilizou-se o método de elementos finitos (FEM) com o auxílio do software de simulação ANSYS mechanical, com isso, fez-se a construção de gráficos da temperatura em função do tempo através dos dados obtidos numericamente para os três casos proposto.



MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático do processo de frenagem é baseado na primeira lei da Termodinâmica, onde, durante o processo de frenagem, a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica. Inicialmente a energia térmica é transferida pelo processo de condução, devido ao atrito entre as pastilhas e o disco de freio.

O fluxo térmico inicial entre as faces do disco pode ser calculado diretamente pela fórmula (Reimpel, 1998):

$$q_{0} = \frac{1 - \phi}{2} \cdot \frac{m \cdot g \cdot V_{0} \cdot z}{2A_{d}E_{p}}$$
(1)

Onde $a [m/s^2]$ indica a desaceleração do veículo, ϕ é um fator adimensional que indica distribuição das forças de frenagem, $A_d [m^2]$ a área de contato entre a superfície do disco e a pastilha, $V_0[m/s]$ é a velocidade inicial do veículo, E_p é um fator adiensional de distribuição de carga na superfície do disco, m[kg] é a massa do veículo, $g[m/s^2]$ é a aceleração da gravidade e z = a/g é a eficiência de frenagem.

De acordo com (Incropera & Dewitt, 2003) a equação do calor, na forma diferencial, em coordenadas cilíndricas é dada por:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(kr\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \phi}\left(k\frac{\partial T}{\partial \phi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) + Q = \rho Cp\frac{\partial T}{\partial t}$$
(2)

Onde r, $\phi e z[m]$ são as coordenadas espaciais do fluxo de calor, $Q[w/m^3]$ é a geração de calor interna a nível volumétrico; $C_p[J/Kg^{\circ}C]$ é o calor especifico; $\rho[kg/m^3]$ é densidade; e $T[^{\circ}C]$ é a temperatura que varia com as coordenadas e com o tempo t[s]. Para a resolução da equação diferencial de segunda ordem em relação às coordenadas espaciais e de primeira em relação ao tempo, precisamos então, segundo (Çengel, 2009), de duas condições de contorno para e uma condição inicial para o modelo. As condições de temperatura especificada, de fluxo especificado e condição de contorno de convecção são indicadas pelas Eq. (3) e Eq. (4):

$$T_s = T_1(r, \phi, z, t)$$
(3)
$$-q_0 = h(T_s - T_{\infty})$$
(4)

Onde $T_{I}[{}^{\circ}C]$ é a temperatura especificada da superfície do disco; $q_{0}[W/m^{2}]$ é o fluxo inicial especificado; $h[W/m^{2}k]$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção; $T_{s}[{}^{\circ}C]$ é a temperatura desconhecida da superfície; e $T_{\infty}[{}^{\circ}C]$ do fluido de convecção.

METODOLOGIA

No mercado automobilístico existem diversos tipos de discos de freio, contudo, neste artigo, apenas um modelo será analisado. O modelo escolhido para a análise foi o disco sólido, o mais comum entre os carros populares. As dimensões do disco em estudo estão apresentadas na Tab.1.

Medidas do Disco	Valor
Diâmetro do disco externo (D1), mm	262
Diâmetro do disco interno (D2), mm	151.3
Espessura interno (L1), mm	29
Espessura externo (L2), mm	51

Tabela 1. Dimensões do disco

A geometria do disco foi criada no ANSYS Workbench. Conforme a fig. (1).





Figura 1. Representação geométrica do disco de freio

Devido a complexidade da modelagem do disco de freio foram feitas algumas considerações afim de facilitar a análise:

- Toda energia cinética do veículo é convertida em energia térmica.
- A transferência de calor envolvida para análise é apenas um processo de condução e de convecção.
- O fluxo de calor inicial é aplicado apenas nas faces dos discos.
- O material do disco é considerado homogêneo e isotrópico.

A modelagem do disco foi realizada considerando as seguintes velocidades 17 m/s, 23 m/s e 28 m/s, e os seguintes parâmetros de entrada para a Eq. (1) conforme a Tab. 2.

Propriedades	Valor
Massa do veículo m, kg	1385
Eficiência de frenagem z	0,9
Coeficiente de atrito μ	0,9
Fator de distribuição de carga na superfície do disco, E _p	0,5
Distribuição da taxa das forças de frenagem, %	0,2
Área de fricção do disco, m ²	0,03023233

Tabela 2. Parâmetros de entrada

O material do disco de freio é o ferro cinzento, utilizado em larga escala na indústria automobilística devido as suas características térmicas e físicas. A partir da escolha do material utilizado e através do software ANSYS mechanical obteve-se algumas propriedades importantes. Tais propriedades são indicadas na Tab. 3.

Tabela 3. Propriedades do material

Propriedades	Valor
Condutividade térmica, <i>k</i> (W/m°C)	57
Massa específica, ρ(kg/m3)	7250
Calor específico, Cp(J/Kg°C)	460
Coeficiente de poisson, v	0,28
Difusividade térmica, α (10-6 / K)	10,85
Módulo de elasticidade, E (GPa)	138
Coeficiente de convecção, h (W/m2.k)	57



Para a resolução das equações dos modelos apresentados utilizou-se o método dos elementos finitos (FEM) com o auxílio do software comercial ANSYS mechanical. Inicialmente foi gerada uma malha no disco com 148497 nós e 92880 elementos. Conforme a fig. (2).



Figura 2. Representação da malha

Para a validação da simulação foi realizada uma comparação da solução do problema considerando a velocidade de 28 m/s e os dados geométricos do disco apresentados pela simulação de Belhocine *et al* (2014). Conforme a Tab. 4, verifica-se que o resultado obtido foi próximo ao apresentado por Belhocine, com isso, o erro relativo foi baixo, o que mostra resultados numéricos confiáveis.

Validação da Simulação			
Realizada (°C)	Erro		
401,55	401,86	0,077	

Após a validação da simulação para velocidade de 28 m/s foi realizada a análise da temperatura do disco para as velocidades de 17 m/s e 23 m/s.

RESULTADOS E DISCUSSÕES

A simulação foi realizada afim de obter a distribuição de temperatura do disco em função da velocidade do veículo. Para isso, foram realizadas três simulações considerando a velocidade com o seu respectivo fluxo térmico. Conforme a Tab. 5.

Tabela	5.	Parâmetros	da	simul	lação
--------	----	------------	----	-------	-------

Simulação	Velocidade (m/s)	Tempo (s)	Fluxo Térmico (MW/m ²)
Simulação 1	17	1,92	2,75
Simulação 2	23	2,60	3,72
Simulação 3	28	3,17	4,53

Para a primeira simulação utilizou-se a velocidade de 17 m/s e o fluxo inicial de calor de 2,75 MW/m². A fig. (3) mostra a variação da temperatura em função do tempo da simulação. No instante 0 s até o instante 1,10 s tem-se um crescimento rápido da temperatura devido a frenagem, sendo que no instante 1,10 s a temperatura atingi seu valor máximo de 234°C e decai rapidamente até 1,92 s, a partir deste instante até o final da simulação a temperatura diminiu lentamente.


Figura 3. Variação da temperatura do disco em função da velocidade

Para a segunda simulação foi considerada a velocidade de 23 m/s e o fluxo inicial de calor 3,72 MW/m². Através da fig. (4) é possível verificar que no instante 0 s até o instante 1,60 s a temperatura teve um crescimento rápido devido a frenagem, sendo que no instante 1,60 s a temperatura atingi seu valor máximo de 319,5°C e diminuiu rapidamente até 2,60 s, a partir deste instante até o final da simulação a temperatura decaiu lentamente.



Figura 4. Variação da temperatura do disco em função da velocidade

A ultima simulação foi realizada considerando a velocidade de 28 m/s e o fluxo inicial de calor de 4,53 MW/m². De acordo com a fig. (5) é possivel observar um crescimento acelerado da temperatura no instante 0 s até o instante 2,60 s devido a frenagem, sendo que no instante 2,60 s a temperatura obteve seu valor máximo de 401,86°C e diminuiu rapidamente até 3,17 s, a partir deste instante até o final da simulação a temperatura decaiu lentamente.



Figura 5. Variação da temperatura do disco em função da velocidade



A partir das simulações obteve-se o perfil de temperatura do disco em função da velocidade. Conforme a fig. (6) verifica-se que no instante inicial a temperatura do disco em ambas as velocidades apresentaram um crescimento rápido devido franagem, e posteriormente tem-se uma decadência da temperatura. Além disso, é possível observar que a temperatura e diretamente proporcional a velocidade do veículo.



Figura 6. Variação da temperatura do disco em função das diferentes velocidade

CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi realizada a simulação térmica do processo de frenagem em um disco de freio sólido e a comparação dos resultados para validar o modelo. Em seguida, foram realizadas simulações em três velocidades visando obter o perfil de temperatura durante o processo de frenagem. Através dos resultados obtidos conclui-se que, no processo de frenagem, a temperatura do disco é diretamente proporcional à velocidade do veículo. Para as velocidades de 28, 23 e 17m/s, as maiores temperaturas atingidas foram, respectivamente, 401.55, 319.5 e 234°C.

REFERÊNCIA

Abebe, Lemi & Nallamothu, Ramesh Babu & Subrahmanyam, K.H.S & Kishan Nallamothu, Seshu & Nallamothu, Anantha. (2016). Thermal Analysis of Disc brake made of Different Materials. International Journal of Mechanical Engineering. 3. 5-9. 10.14445/23488360/IJME-V3I6P102.

ANSYS, ANSYS User's Manual: Theory, Vol.IV. Swanson Analysis Systems, Inc, 1994

- Belhocine, A. A; B, Abu Bakar, A.r; Bouchetara, A, M. Numerical modeling of disc brake system in frictional contact. Tribology in industry, Http://www.tribology.fink.rs/journals/2014/2014-1/7.pdf, v. 36, n. 1, p. 49-66, 201./jun.2014.
- Çengel, Yunus A. Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática, 3ª Edição. São Paulo, SP: McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda., 2009.
- Incropera, F.P.; Dewitt, D.P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, 5a edição, LTC. Rio de Janeiro, Brasil. 2003.
- Lee, S. & Yeo, T. (2000). Temperature and coning analysis of brake rotor using an axisymmetric finite element technique.Proc. 4th Korea-Russia Int. Symp. On Science & Technology, Vol. 3, pp. 17-22.

Reimpel. J: Technologie de freinage, VogelVerlag, Würzburg, 1998.

Zhongzhe Chi, Thermal Performance Analysis and Geometrical Optimization of Automotive Brake Rotors, University of Ontario Institute of Technology, 2008.



DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DE PLANEJAMENTO FATORIAL PARA OTIMIZAÇÃO DE FORMA DO PERFIL AERODINÂMICO NACA 2408

Lucas Marques Monteiro

Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e Computação – EMC - UFG Avenida Universitária, 1488, Quadra 86, Bloco A – 74605-010 - Setor Leste Universitário - Goiânia - GO Immonteiro121@gmail.com Felipe Pamplona Mariano

Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e Computação – EMC - UFG Avenida Universitária, 1488, Quadra 86, Bloco A – 74605-010 - Setor Leste Universitário - Goiânia - GO fpmariano@ufg.br

RESUMO: O presente trabalho tem como objetivo a aplicação da técnica de planejamento fatorial buscando a otimização do perfil NACA 2408, minimizando o coeficiente de arrasto (C_d) e maximizando o coeficiente de sustentação (C_l). As funções objetivo, $C_l \in C_d$, dentro dos limites do espaço amostral, foram obtidas da matriz de planejamento fatorial 3², pela técnica de metamodelagem. Nove perfis aerodinâmicos foram parametrizados, dado pela combinação de níveis dos fatores previamente definidos. Os ensaios numéricos, realizados pela metodologia IMERSPEC, determinaram os coeficientes aerodinâmicos dos nove perfis gerados. As funções objetivo foram ajustadas pela técnica de análise de variância (ANOVA) e modelam a curva de superfície de resposta (RMS), permitindo a determinação do ponto ótimo (máximo valor de coeficiente de sustentação). Logo, com apenas nove simulações computacionais, utilizando todo o arcabouço da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) e que leva aproximadamente sete dias de simulação para obter resultados acurados dos coeficientes aerodinâmicos, é possível obter de forma prática toda a superfície de resposta, a qual necessita de milhares de simulações, para obter o ponto de ótimo na otimização de forma de aerofólios. Os resultados obtidos validaram a técnica de planejamento experimental para modelos que se pautam na Dinâmica dos Fluidos Computacional, permitindo posteriores trabalhos relacionados a projetos aeronáuticos.

Palavras-Chave: Planejamento fatorial, Otimização de forma, Aerofólios

ABSTRACT: The objective of this work is to apply the technique of factorial planning to optimization form the NACA 2408 airfoil, minimizing the drag coefficient (C_d) and maximizing the lift coefficient (C_l). The objective functions, C_l and C_d , within the limits of the sample space, were obtained from the factorial planning matrix 3^2 by the metamodeling technique. Nine aerodynamic airfoils were parameterized, given the combination of previously defined factor levels. The numerical tests, performed by the IMERSPEC methodology, determined the aerodynamic coefficients of the nine generated profiles. The objective functions were adjusted by the variance analysis technique (ANOVA) and model the response surface curve (RMS), allowing the determination of the optimal point (maximum value of the coefficient of support). Therefore, with only nine computational simulations, using the entire Computational Fluid Dynamics (CFD) framework and taking approximately seven days of simulation to obtain accurate results of the aerodynamic coefficients, it is possible to obtain in a practical way the entire response surface, which requires thousands of simulations, to get the optimum point in the shape optimization of airfoils. The results validated the experimental planning technique for models that are based on Computational Fluid Dynamics, allowing further work related to aeronautical projects.

Keywords: Factorial planning, Shape optimization, Airfoils

INTRODUÇÃO

Os aerofólios ou perfis aerodinâmicos são os principais componentes da forma geométrica e estrutural da asa de uma aeronave. São estruturas responsáveis por garantir a sustentação e o desempenho aerodinâmico, influenciando na capacidade de carga suportada, consumo e autonomia de voo de uma aeronave (Anderson Jr., 2015 e Monteiro e Mariano, 2016). O nível de eficiência de pousos e decolagens e boas performances na realização de manobras são, também, fatores influenciados diretamente pela escolha apropriada dessas seções.

A seleção do aerofólio, de acordo com sua forma, dimensões geométricas e características aerodinâmicas, varia de acordo com a concepção do projeto aeronáutico. Nesse sentido, aeronaves que buscam o máximo desempenho na



realização de manobras possuem formatos de asas e consequentemente aerofólios distintos de jatos comerciais que necessitam de máxima capacidade de sustentação para o translado seguro de pessoas e cargas.

É na busca e na determinação de formas e soluções ótimas de perfis de aerofólios que a indústria aerodinâmica potencializa os problemas de otimização. Em termos gerais, a otimização é o processo de pesquisa ou conjunto de procedimentos para selecionar a melhor opção (ponto ótimo) dentro de possíveis soluções determinadas a partir das variáveis de projeto, garantindo o aproveitamento eficiente dos recursos disponibilizados e satisfazendo as restrições delimitadas (Nariño, 2014).

O processo de otimização aerodinâmica vem provando metodologias mais robustas, eficientes e acuradas com resultados significativos ao longo dos últimos 20 anos (Buckley et al., 2009). O avanço dos estudos em Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) permitiu um acoplamento entre algoritmos de otimização e métodos de análise numérica que fornecem configurações e formas aerodinâmicas confiáveis e eficientes em termos práticos. Gardner e Selig (2003) utilizam a técnica de algoritmo genético híbrido para a determinação de uma curvatura de perfil otimizada analisada com o *software* numérico XFOIL. Khot (2012) busca aerofólios com mínimos coeficientes de arrasto usando a técnica da Programação Quadrática Sequencial (SQP), método interativo não-linear de otimização, analisados por simulações numéricas usando o software ANSYS-FLUENT. Dheepak et al. (2015) compara duas técnicas de otimização, Nelder Mead Simplex e Fixed-Direction e posteriormente acopla as duas metodologias para otimização do aerofólio NACA 2408 e obtenção de um novo perfil com maior eficiência aerodinâmica.

O presente trabalho, em termos gerais, tem como objetivo testar a metodologia de otimização usando planejamento fatorial sobre perfis aerodinâmicos de aeronaves a fim de ser aplicada sistematicamente nos projetos aeronáuticos da equipe de *Aerodesign* da Universidade Federal de Goiás (UFG).

Especificamente, busca-se a otimização do perfil NACA 2408 usando a técnica de planejamento fatorial. Os coeficientes de sustentação e arrasto, bem como os campos de escoamento dos perfis analisados foram obtidos usando a metodologia pseudoespectral de Fourier acoplado ao método da fronteira imersa – IMERSPEC - (Mariano, 2011). Determinou-se, pelo processo de metamodelagem, as funções objetivos que representam o comportamento dos coeficientes aerodinâmicos dentro das restrições do espaço amostral, validado pela análise de variância ANOVA. O modelo, satisfatoriamente ajustado, descreveu, usando a metodologia de superfície de resposta – RMS – (Barros Neto et al., 2001), uma curva de superfície para a obtenção do ponto ótimo requerido.

METODOLOGIA

Geração de perfis aerodinâmicos

A discretização dos aerofólios gerados para a realização dos ensaios numéricos foi baseada a partir das coordenadas da curvatura (*camber*) do perfil NACA 2408 modificado e otimizado dos trabalhos de Dheepak et al. (2015).

Os perfis gerados foram obtidos a partir de seis pontos de controle, seguindo o método de Dheepak et al., (2015), vide Fig. (1). Ao longo da corda do perfil aerodinâmico (distância entre o bordo de ataque e o bordo de fuga do aerofólio), os pontos de controle foram situados em x/c = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 e 1, onde c é a corda do perfil.

O valor da curvatura, y/c, para os extremos da corda (x/c = 0 e 1) são nulos. Para x/c = 0,4, do perfil NACA 2408 original, a curvatura é máxima fixada em 0,02. Esses são designados de pontos fixos ou ancorados, aqueles que não sofrerão variação submetidos ao processo de otimização.

O presente trabalho consistiu em fixar mais um ponto de controle da curvatura, situado em x/c = 0.2, igual 0,01365. Tomou-se esse valor em função dos resultados da otimização usando a metodologia "Fixed-Direction" proposta por Dheepak et al. (2015). Esse valor é relativo à curvatura otimizada do perfil obtido do autor e sofre pouca variação em relação ao aerofólio original.

As coordenadas em x/c = 0.6 e 0.8 designadas pontos livres ficam sujeitas às variações de níveis na montagem do planejamento fatorial.

Os seis pontos discretizados da curvatura do perfil formam um conjunto de dados que varia em função dos pontos livres. Usou-se a técnica de regressão polinomial com minimização de erro via método dos mínimos quadrados (Gilat e Subramaniam, 2008) para a determinação dos coeficientes de um polinômio de quinta ordem que melhor se ajusta aos pontos definidos, gerando funções $y_c = f(x_c)$. Haverá, para cada combinação proposta pela matriz de planejamento fatorial, um conjunto de dados que determinará uma curva polinomial representada pela curvatura do perfil aerodinâmico que será ensaiado.

A Fig. (1) mostra a curvatura do perfil NACA 2408 original, onde os nós quadriculados referem-se aos pontos fixos e os nós circulares referem-se aos pontos livres.

Para determinar o formato externo dos perfis usou-se às modelagens matemáticas relativas, exclusivamente, aos perfis NACA de quatro dígitos. O uso da família de quatro dígitos dos aerofólios NACA como ponto de partida para o processo de otimização é justificado devido ao extenso banco de dados, resultados e estudos relativos a esses perfis.



Figura 1. Camber do perfil NACA 2408 original com os pontos de controle discretizados.

Planejamento fatorial e metodologia de superfície de resposta

O planejamento fatorial permite investigar e analisar a influência quantitativa das combinações dos níveis de cada fator nas respostas de interesse do experimento (Barros Neto et al., 2001). Define-se quais os fatores mais importantes, quais os seus efeitos e suas interações sobre os resultados de interesse.

O procedimento para a realização do planejamento fatorial baseia-se na seleção das variáveis que serão analisadas (fatores) e seus respectivos níveis que determinam as restrições do espaço amostral. Uma lista das combinações entre os níveis é feita estabelecendo a matriz de planejamento. As combinações dos níveis dos fatores podem ser submetidas a um respectivo ensaio experimental. Os planejamentos fatoriais são representados por b^k, onde b é o número de níveis e k é o número de fatores definidos, considerando o mesmo número de níveis para cada fator (Barros Neto et al., 2001 e Silva, 2008).

As variáveis manipuladas (fatores) de projeto são os pontos livres da curvatura discretizada do perfil NACA 2408, x/c = 0.6 e 0.8, denominado por A e B, respectivamente.

Determina-se o espaço de projeto (espaço amostral), no qual A e B serão válidos e estarão sujeitos às variações. Tomando referência a curvatura máxima do perfil NACA 2408, o espaço de projeto é dado pelas Eq. (1) e Eq. (2).

$$0 \le A \le 0,02 \to -1 \le A \le 1 \tag{1}$$

$$0 \le B \le 0,02 \longrightarrow 1 \le B \le 1 \tag{2}$$

As Eq. (1) e Eq. (2) estão sujeitas aos limites definidos pela posição real da curvatura do aerofólio (lado esquerdo das equações) e em sua forma normalizada (lado direito das equações).

Da normalização do espaço amostral e considerando um ponto central entre os limites, define-se os níveis pelos quais os fatores estarão submetidos a variação: -1, 0 e 1 onde 0 representa a posição 0,01 da curvatura do perfil. A escolha de um ponto central nos níveis do planejamento permite analisar com mais detalhes e especificidades a influência dos fatores A e B nos resultados dos coeficientes aerodinâmicos, podendo representar as não linearidades do modelo.

Definidos os fatores e os níveis tem-se a montagem da matriz de planejamento fatorial completa 3² onde 3 é o número de níveis e 2 é o número de fatores, considerando o mesmo número de níveis para cada fator. Portanto, 9 combinações distintas são possíveis. A Tab. (1) mostra a matriz de planejamento fatorial normalizada com todas as combinações de níveis. Para cada combinação, um perfil é gerado em função da curvatura determinada pelos níveis da Tab. (1). A Fig. (2) mostra os perfis gerados submetidos aos ensaios numéricos.

A metodologia de superfície de resposta (em inglês, *Response Surface Methodology - RMS*) corresponde à um conjunto de técnicas estatísticas e matemáticas fundamentais para o desenvolvimento, melhoria e otimização das respostas de interesse de experimentos (Montgomery e Myers, 2002 apud Buenos et al, 2010). Uma função da variável



resposta, obtida da relação entre um ou mais fatores, é modelada por meio do planejamento que define, consequentemente, a curva da superfície de resposta.

Combinação	Fator A	Fator B
01	-1	-1
02	0	0
03	1	1
04	-1	0
05	-1	1
06	1	0
07	1	-1
08	0	1
09	0	-1

Tabela 1. Matriz de planejamento fatorial normalizada completa.

Para determinar a superfície de resposta o modelo deve ser ajustado, garantindo que ele esteja representando, com certo nível de confiabilidade, os resultados experimentais. A curva da superfície resultante permite estimar a sensibilidade da resposta em função da variação dos fatores e, sobretudo, em termos de otimização, os níveis dos fatores nos quais obtém respostas ótimas (Silva, 2008).



Figura 2. Perfis aerodinâmicos gerados pela matriz de planejamento fatorial.

Metodologia IMERSPEC

No presente trabalho, o algoritmo numérico da metodologia IMERSPEC (escrito em linguagem de programação FORTRAN 90) soluciona numericamente a equações de Navier-Stokes no espaço espectral com a imposição de um termo fonte de força e a equação da continuidade, dada, respectivamente, em sua forma tensorial pela Eq. (3) e Eq. (4),

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} = -\frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} + v \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + f_i$$
(3)

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \tag{4}$$

onde $\frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p^*}{\partial x_i}$, sendo p^{*} a pressão estática em N/m², u_i é a velocidade na direção i em m/s, ρ é a massa específica, v é a viscosidade cinemática do fluido em m²/s, x_i é a componente espacial, t é o tempo em s e f_i é o termo fonte em N/m³.

A metodologia pseudoespectral de Fourier (MPEF) é um método espectral (Canuto, 1988) com altos níveis de acurácia e baixos custos computacionais comparados com outras metodologias numéricas de alta ordem. Sua eficiência está no uso da FFT (*Fast Fourier Transform*). Além disso, o MPEF permite o desacoplamento do campo de pressão das equações de Navier-Stokes e sua posterior recuperação para pós-processamento (Mazan Jr., 2013). Sua vantagem está na possibilidade da não resolução direta da integral de convolução de funções transformadas que aparecem no termo não-linear das equações de Navier-Stokes.

O método da fronteira imersa (Peskin, 1972) – MFI - permite determinar geometrias complexas e móveis pela imposição de um termo fonte de força nas equações de Navier-Stokes (Monteiro e Mariano, 2016 apud Mariano, 2011).



Nele, trabalha-se com duas malhas distintas e independentes: a malha euleriana (Γ) e a malha lagrangiana (Ω). A malha euleriana é onde as equações do fluido serão resolvidas em todo o domínio de cálculo, inclusive sobre o domínio lagrangiano. A malha lagrangiana representa a fronteira entre o fluido e um sólido imerso. No presente trabalho, o domínio lagrangiano é dado pelos perfis aerodinâmicos devidamente discretizados, informando ao domínio euleriano sua presença pela imposição de um termo fonte de forças de campo nas equações de Navier Stokes. Na Fig. (3) é mostrado de forma esquemática a representação dos domínios do MFI.



Figura 3. Domínios de cálculo do problema: malha euleriana (Γ) e malha lagrangiano (Ω).

Para o avanço temporal dado pelo termo transiente, $\frac{\partial u_i}{\partial t}$, foi usado o método de Runge-Kutta de 4^a ordem com 6 passos (Allampalli et al., 2009).

Quanto aos domínios de cálculo, discretizou-se a malha euleriana em 1024x256 pontos de colocação. A malha lagrangiana (discretização dos aerofólios) foi composta por 1000 pontos de colocação. Todos os ensaios foram realizados até t = 75s, intervalo de tempo suficiente para o escoamento entrar em regime permanente.

Forças aerodinâmicas

As forças aerodinâmicas resultam do movimento relativo entre as correntes de fluido e corpo imerso, criando uma força resultante sobre o corpo. Essa força resultante possui uma componente na direção perpendicular, denominada de força de sustentação, e na direção paralela ao escoamento, conhecida por força de arrasto (Çengel, 2006).

Em aerofólios, a força de sustentação é dada pela Eq. (5), onde C_1 é o coeficiente de sustentação (adimensional), p é a massa específica do fluido em kg/m³, V é a velocidade do escoamento à montante em m/s e A é a área frontal projetada do objeto em m², no presente trabalho considerou-se a corda do aerofólio por um comprimento unitário.

$$F_l = \frac{1}{2} C_l \rho V^2 A \tag{5}$$

Devido a forma geométrica dos perfis aerodinâmicos, a velocidade no extradorso (região superior) é superior, diminuindo a pressão. Inversamente, a região do intradorso (inferior) do aerofólio é submetido à baixas velocidades e maiores pressões. Essa diferença de pressão é responsável pelo surgimento da força de sustentação (Çengel, 2006).

A força de arrasto representa a força de resistência ao movimento do corpo exercida pelo fluido. Ela é constituída por duas parcelas: o arrasto de atrito e o arrasto de pressão e é dada pela Eq. (6), onde C_d é o coeficiente de arrasto (adimensional).

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho V^2 A \tag{6}$$

O arrasto de atrito depende dos efeitos viscosos e das tensões de cisalhamento do fluido e sofre influência significativa do número de Reynolds, dado pela Eq. (7), onde c é a corda do perfil aerodinâmico.

$$Re = \frac{Vc}{v} \tag{7}$$

As simulações numéricas, para obtenção dos coeficientes $C_l \in C_d$, usando a metodologia IMERSPEC, foram avaliadas para Re = 2000, garantindo o desenvolvimento laminar da camada limite (Dheepak et al., 2015).

O arrasto de pressão ocorre devido o gradiente adverso de pressão entre a região dianteira e traseira dos corpos imersos. Esse gradiente ocorre porque a esteira de vórtices estará sujeita à baixas pressões, enquanto que o escoamento de fluido na parte frontal do objeto ainda estará operando à altas pressões (Fox et al., 2014). Quanto maior for as regiões



de baixa pressão, maior será a parcela de arrasto de pressão. Os perfis gerados foram simulados para um ângulo de ataque de 0°. Evita-se, dessa forma, a intensificação do gradiente de pressão adverso e a condição de estol.

Metamodelagem

A ferramenta de metamodelagem consiste em substituir modelos altamente complexos, com inúmeras variáveis de projeto (algumas desconhecidas), por modelos simples de baixa ordem, com condições satisfatórias de confiabilidade e rapidez computacional.

O nível de representatividade dos metamodelos, buscando resultados confiáveis, dependem do tamanho da amostra dos fatores de entrada e da escolha de funções bem ajustadas ao sistema. Maiores espaços amostrais implicam na geração de modelos mais representativos. Contudo, para técnicas de otimização que envolvem metodologias CFD, por exemplo, excesso de fatores e variações no espaço amostral são determinantes para baixos níveis representativos (Silva, 2011).

Os modelos são representados por curvas de regressão dada por funções polinomiais em sua forma matricial (Barros Neto et al., 2001), de acordo com a Eq. (8),

$$Y = X\beta + \varepsilon \tag{8}$$

onde, Y é a resposta de interesse ajustada, X são os fatores do modelo e suas combinações, β são os coeficientes do modelo e ϵ são os erros aleatórios associados ao experimento.

Os parâmetros do modelo, β , obtido pelo método dos mínimos quadrados (MMQ), são dados pela Eq. (9),

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T \hat{Y}$$
⁽⁹⁾

onde, X^T é a matriz transposta de X, o expoente -1 representa a matriz inversa do produto X^TX e \hat{Y} são as respostas obtidas numericamente.

Ajustado o modelo, verifica-se sua qualidade e sua capacidade de representar o modelo físico proposto. Para isso, usa-se a técnica de análise de variância (ANOVA). Essa ferramenta avalia um modelo em termos dos desvios das observações em relação a uma média global, permitindo quantificar o nível de interferência e inter-relação dos fatores definidos pelo planejamento fatorial no metamodelo.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados do presente trabalho compreendem a montagem da matriz de planejamento fatorial para a geração dos aerofólios que serão ensaiados numericamente usando a metodologia IMERSPEC obtendo seus respectivos coeficientes aerodinâmicos. Pela técnica de metamodelagem, determina-se as funções objetivos do problema, $C_1 e C_d$. Ajustadas, as funções serão validadas pela análise de variância, submetidas, posteriormente ao processo de otimização pela metodologia *RMS*. A Tab. (2) mostra os resultados de $C_1 e C_d$ para os aerofólios gerados.

Tabela 2. Coeficientes aerodinâmicos experimentais obtidos em cada simulação.

Simulação	Cl	C_d
01	0,0340	0,0910
02	0,0556	0,0905
03	0,0785	0,0900
04	0,0116	0,0873
05	-0,0153	0,0901
06	0,0641	0,0858
07	0,0783	0,0871
08	0,0245	0,0873
09	0,0512	0,0854

Dos resultados da Tab. (2) ajusta-se as funções objetivos, $C_1 \in C_d$. A segunda e a terceira coluna representam o vetor \hat{Y} de cada modelo. É necessário determinar a matriz X da Eq. (8). Considerando um modelo quadrático com interação entre os fatores A e B,

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & \mathbf{A} & \mathbf{B} & \mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{A}\mathbf{B}^2 \end{bmatrix}.$$

(10)

Substituindo X, sua transposta X^T e \hat{Y} na Eq. (9) obtém-se os parâmetros das funções, β . Adequando a Eq. (8), as funções objetivos ajustadas são,



$$C_{l} = 0.0425 + 0.0262A - 0.0126B + 0.0124AB + 0.0083AB^{2}$$
(11)

$$C_{d} = 0.0883 - 0.0008A + 0.0007B + 0.0009AB - 0.0003AB^{2}$$
(12)

Da técnica de análise de variância (ANOVA) determina-se os parâmetros de avaliação para os modelos da Eq. (11) e Eq. (12), dados pelas Tab. (3), em que MQ_R é a média quadrática relativa à regressão e MQ_r é a média quadrática relativa aos resíduos do modelo.

Função	$R_{exp}(\%)$	R_{epl} (%)	MQ_R/MQ_r	F _{4,4}
Cl	96,65	77,75	28,87	6,38
C _d	30,99	90,98	0,45	6,38

Tabela 3. Ajustes das funções objetivos usando ANOVA.

O modelo é ajustado mediante o teste F (Montgomery e Myers, 2002 apud Galdámez, 2002). Para uma função distribuição $F_{x,y}$ (à um dado nível de confiança) - onde x é o número de graus de liberdade de MQ_R e y é o número de graus de liberdade de MQ_r, garante-se evidências estatísticas que há representatividade e relação entre as variáveis Y e X do metamodelo se MQ_R/MQ_r > $F_{x,y}$. Quanto maior essa diferença mais significativa é a regressão do modelo. Os dois modelos possuem 4 graus de liberdade para MQ_R é MQ_r, daí F_{4,4}, obtidos de um intervalo de confiança de 95%.

Outro método de validação corresponde à comparação entre a porcentagem de variação explicada (R_{exp}) e a porcentagem de variação explicável (R_{epl}). O primeiro corresponde a porcentagem do modelo que pode ser explicada pela regressão, variando de 0 a 1, onde 1 significa um modelo com nenhum resíduo. O segundo refere-se à contribuição do erro puro (erros aleatórios) na soma quadrática total. Um modelo bem ajustado deverá ter $R_{exp} > R_{epl}$.

Pelos parâmetros apresentados na Eq. (12) e na Tab. (3) é possível mostrar que os efeitos de representatividade dos fatores A e B e de suas interações são muito pequenos na função objetivo do coeficiente de arrasto, C_{d.} Do teste F, $MQ_R/MQ_r < F_{4,4}$ e $R_{epl} > R_{exp}$. Isso pode ser comprovado pelos valores numéricos do coeficiente de arrasto que pouco sofreram variações em relação aos aerofólios gerados. A espessura do aerofólio, bem como o ângulo de ataque, foram mantidos constantes em todos os perfis, explica fisicamente o que ocorre, sendo essa variável geométrica a principal responsável por mudanças significativas no C_d (Dongli et al., 2015).

Por outro lado, a função objetivo C_l possui uma boa representatividade para o fenômeno físico proposto. Da Tab. (3), $MQ_R/MQ_r > F_{4,4}$ e $R_{exp} > R_{epl}$. Portanto, tem-se um bom modelo com poucos resíduos. A Fig. (4) mostra o gráfico de distribuição normal dos efeitos dos fatores e de suas interações e o gráfico de erro (resíduos) do modelo C_l para suas respectivas respostas.



Figura 4. Gráfico de erro (esquerda) e distribuição normal de efeitos dos fatores (direita)

No gráfico de distribuição de efeitos dos fatores do modelo, quanto mais próximo de zero (no eixo das abscissas) menor é a representatividade do respectivo fator ou sua interação sobre a função objetivo. A interação AB² da Eq. (11) é, portanto, o menos representativo do modelo da função C₁.

A Fig. (5) mostra a curva de superfície de resposta (*RMS*) representada pela função C₁. Da curva de superfície é possível ver que o máximo C₁ está no canto direito inferior da curva de nível. O valor dado pela curva é igual a 0,0773, com uma diferença percentual de 1,28% em relação ao valor numérico obtido. A diferença ocorre pela presença de resíduos, erros aleatórios associados às simulações numéricas e devido ao ajuste da curva por regressão usando MMQ, quantificadas pela tabela ANOVA.



Figura 5. Curva RMS em perspectiva e sua respectiva curva de nível

O perfil otimizado, aquele que garantiu máximo coeficiente de sustentação, é, portanto, o 7° aerofólio gerado pela combinação fatorial dada na Tab. (1). A Fig. (6) mostra a forma do perfil otimizado em relação ao perfil NACA 2408.



Figura 6. Comparação de forma entre o perfil NACA 2408 e o perfil otimizado

Usando o *software* XFOIL, para Re = 2000, $C_1 = 0,047$ e a eficiência aerodinâmica, $C_1 / C_d = 0,6$ para o perfil NACA 2408 original. Portanto, houve um aumento 64,47% no coeficiente de sustentação. A Fig. (7) mostra o campo de vorticidade e o campo de velocidade do perfil otimizado.



Figura 7. Campo de vorticidade e campo de velocidade do perfil para Re = 2000

Cabe destacar que a partir do metamodelo obtido pela Eq. (11), que é uma equação polinomial quadrática, pode-se obter o coeficiente de sustentação do aerofólio em análise sem a necessidade resolver as equações diferenciais parciais não lineares (equações de Navier-Stokes) utilizadas em programas computacionais de uso em CFD. Levando em conta que uma simulação completa dos 75s físicos analisados demora aproximadamente 120 horas de processamento (5 dias), ganha-se um tempo significativo em futuros projetos.

CONCLUSÃO

Dos resultados obtidos, conclui-se que o processo de otimização do perfil NACA 2408 usando a técnica de planejamento fatorial, metamodelagem e metodologia *RMS* é viável e comportou-se satisfatoriamente com os resultados esperados e os objetivos definidos.



É uma metodologia de baixo custo computacional para espaços amostrais pequenos. Possui bons níveis de confiabilidade, baixos resíduos e boa representatividade de modelos físicos de escoamentos incompressíveis sobre aerofólios. A técnica ANOVA mostrou-se eficiente, impedindo o prosseguimento de modelos, como foi o caso da função C_d , com excesso de resíduos e com baixo efeito de representatividade para problema proposto.

Com a variação da forma geométrica do perfil dentro dos limites do espaço amostral foi possível um aumento de aproximadamente 43,15% na eficiência aerodinâmica C_1 / C_d , considerando um C_d médio de 0,09. O presente trabalho se propôs a validar a metodologia de planejamento fatorial, garantindo posteriores pesquisas e estudos focados na otimização de projetos aeronáuticos da equipe Aerodesign/UFG.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem os suportes financeiro e de infraestrutura fornecidos pelo CNPQ, Universidade Federal de Goiás (EMC/UFG) e o Laboratório de Mecânica dos Fluidos da Universidade Federal de Uberlândia (MFLab/UFU).

REFERÊNCIAS

- Allampalli, V., Hixon, R., Nallasamy, M., & Sawyer, S., 2009, "High-accuracy large-step explicit Runge-Kutta (halerk) schemes for computational aeroacustics", Journal Computational Physics.
- Anderson Jr., J., 2015, "Fundamentos de Engenharia Aeronáutica", Porto Alegre: AMGH Editora.
- Barros Neto, B., Scarminio, I., & Bruns, R., 2001, "Como fazer experimentos: pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria", Campinas : Editora da Unicamp.
- Buckley, H., Zhou, B., & Zingg, D., 2009, "Airfoil Optimization Using Practical Aerodynamic Design Requirements", Toronto: Institute for Aerospace Studies - University of Toronto.
- Buenos, A., Júnior, A., Rodrigues, A., Tokimatsu, R., & Balestrassi, P., 2010, "Metodologia da superfície de resposta aplicada à medição de tensões em chapas", Campina Grande: VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Canuto, C., Hussaini, M., Quarteroni, A., & Zang, T., 1988, "Spectral methods in fluids dynamics", New York: Springer-Verlag.
- Çengel, A., 2006, "Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações", Porto Alegre: AMGH.
- Dheepak, A., Sivapragasam, M., & Deshpande, M., 2015, "Airfoil optimization at a very low Reynolds number", Bengaluru: Department of Automotive and Aeronautical Engineering Faculty of Engineering and Technology.
- Dongli, M., Yanping, Z., Yuhang, Q., & Guanxiong, L., 2015, "Effects of relative thickness on aerodynamic characteristics of airfoil at a low Reynolds number", Beijing: Chinese Journal of Aeronautics.
- Fox, R., McDonald, A., & Pritchard, P., 2014, "Introdução a mecânica dos fluidos", Rio de Janeiro: LTC.
- Gardner, B., & Selig, M., 2003, "Airfoil Design using genetic algorithm and an inverse method", Nevada : American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.
- Gilat, A., & Subramaniam, V., 2008, "Métodos numéricos para engenheiros e cientistas: uma introdução com aplicações usando o MATLAB", Porto Alegre: Bookman.
- Khot, M., 2012, "CFD based airfoil shape optimization for aerodynamic drag reduction", Sharjah: Dissertação de mestrado Faculty of the American University of Sharjah.
- Manzan Jr., W., 2013, "Simulação numérica e experimental de escoamentos sobre uma expansão brusca", Goiânia: Universidade Federal de Goiás.
- Mariano, F. P., 2011, "Solução Numérica das Equações de Navier-Stokes Usando uma Hibridação das Metodologias Fronteira Imersa e Pseudo-Espectral de Fourier", Uberlândia: Tese de doutorado - Universidade Federal de Uberlândia.
- Monteiro, L. M., & Mariano, F. P., 2016, "Simulação numérica de escoamento sobre aerofólio de alta sustentação usando metodologia pseudo-espectral e método da fronteira imersa", Goiânia: Universidade Federal de Goiás UFG.

Montgomery, D., & Myers, R., 2002, "Response Surface Methodology", New York: John Wiley & Sons.

- Nariño, G. A., 2014, "Otimização de Risers em Catenária com Amortecedores Hidrodinâmicos", Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia Civil da PUC-Rio.
- Peskin, C. S., 1977, "Numerical analysis of blood flow in the heart", Journal of Computational Physics, New York. v. 25,

p. 220.

- Silva, A., 2008, "Avaliação da secagem do bagaço de cajá usando planejamento fatorial composto central", Natal: Dissertação de Mestrado Departamento de Engenharia Química da Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
- Silva, E. R., 2011, "Técnicas de Metamodelagem Aplicadas à Otimização de Turbomáquinas", Itajubá: Tese de doutorado Universidade Federal de Itajubá.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE



Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'. Se for possível marcar as três áreas seria interessante. Se não, marca apenas a "Termociências e Mecânica dos Fluidos"

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial

() Energia

- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- (X) Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- (X) Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE NANOFLUIDOS DE PRATA/H₂O-EG

Abelar Henrique Dias Vaz¹ Edwin Martin Cárdenas Contreras² Enio Pedone Bandarra Filho³ Universidade Federal de Uberlândia Av. João Naves de Ávila, 2121, Bloco 1M, Uberlândia-MG-Brasil, 38400-902 ¹abelar.henrique@gmail.com; ²cardenas.emc@gmail.com; ³bandarra@ufu.com.

RESUMO: O presente estudo mostra o resultado da análise das propriedades termofísicas da dispersão de nanopartículas de prata em água/etilenoglicol (50:50), utilizando PVP como surfactante. O método de síntese por dois passos por homogeneização de alta pressão foi utilizado para dispersar as nanopartículas no fluido base. A influência de parâmetros como a concentração volumétrica de nanopartículas e temperatura foram avaliadas experimentalmente. Os resultados para a condutividade térmica mostraram uma tendência ao aumento da condutividade térmica do fluido base ao se dispersar nanopartículas. Entretanto, o maior aumento observado foi de 1% na concentração de 0,002%, sendo que o aumento da concentração de nanopartículas demonstrou ter resultados negativos na condutividade térmica. Foi observado um aumento linear da viscosidade relativa com o aumento da concentração volumétrica de nanopartículas, sendo que a temperatura exerceu pouco efeito sobre esse parâmetro. O maior aumento na viscosidade observado foi de 27%. A elevada concentração de surfactante teve efeitos negativos na condutividade térmica e na viscosidade do nanofluido.

Palavras-Chave: Condutividade térmica, Viscosidade, Nanofluido

ABSTRACT: The present study shows the result of the analysis of the thermophysical properties of the dispersion of silver nanoparticles in water/ethylene glicol (50:50), using PVP as surfactant. The nanoparticles were dispersed in the base fluid using the two-step method of high pressure homogenization. The influence of the volumetric concentration of nanoparticles and temperature were evaluated experimentally. The results for the thermal conductivity show a tendency to increase the thermal conductivity of the base fluid when dispersing nanoparticles. However, the highest observed increase was 1% in the concentration of 0,002%, and the increase of the nanoparticle concentration showed to have negative results in the thermal conductivity. A linear increase in the relative viscosity was observed with the increase of nanoparticle volumetric concentration, and the temperature had little effect over this parameter. The largest viscosity increase observed was 27%. The high concentration of surfactant had negative effects on the thermal conductivity and viscosity of the nanofluid.

Keywords: Thermal conductivity, Viscosity, Nanofluid

INTRODUÇÃO

A utilização de fluidos comuns para o uso em trocadores de calor, tais como água (H₂O) ou etilenoglicol (EG), tem sido cada vez mais desafiada devido à baixa condutividade térmica dos mesmos, enquanto sistemas modernos de troca de calor estão exigindo eficiências térmicas cada vez maiores. Apesar das tentativas de melhorar a taxa de transferência de calor dos trocadores de calor através do uso de aletas, microcanais ou tubos com micro aletas, a necessidade de trocadores de calor cada vez mais compactos exige algo a mais. Com isso, surgiu a ideia de suspender partículas de tamanho nanométrico nos fluidos base, sendo que nos últimos anos, diversas pesquisas foram conduzidas com aplicações em diversos tipos de trocadores de calor (BAHIRAEI *et al.*, 2018).

Nanofluido, um termo estabelecido por CHOI & EASTMAN (1995) descreve a dispersão de nanopartículas (<100nm) de elevada condutividade térmica em um fluido base. Como a transferência de calor acontece na superfície da partícula, são desejadas partículas com elevada área superficial, e ao mesmo tempo, ocupando um pequeno volume, fato que também contribui para uma menor perda de carga no sistema. Por apresentarem elevada condutividade térmica e elevada taxa de transferência de calor, os nanofluidos apresentam um potencial para substituir os fluidos convencionais utilizados em trocadores de calor, sendo uma alternativa para a melhoria da eficiência térmica. A Figura 1 mostra o crescente interesse da comunidade científica no estudo sobre nanofluidos.



Figura 1. Número de publicações por ano envolvendo nanofluidos (Fonte: ScienceDirect)

O estudo sobre a condutividade térmica efetiva tem sido o foco de estudo muitos pesquisadores, sendo que muitos estudos vem sendo realizados nos últimos anos sobre a condutividade térmica dos nanofluidos nos campos experimentais e teóricos (KLEINSTREUER & FENG, 2011), (AKILU *et al.*, 2016). Entretanto, muitos fatores afetam a condutividade térmica dos nanofluidos, tais como temperatura, concentração de nanopartículas, natureza das nanopartículas e do fluido base, tamanho e forma das nanopartículas, aditivos e acidez da mistura, dificultando a criação de um modelo teórico que apresente bons resultados para diferentes nanosuspensões. EASTMAN *et al.* (1996), LEE *et al.* (1999) e DAS *et al.* (2003) realizaram experimentos envolvendo a condutividade térmica de nanofluidos e obtiveram grandes melhorias se comparados aos fluidos base correspondentes.

EASTMAN et al. (2001) avaliaram a condutividade térmica de partículas de cobre (<10nm) suspensas em etilenoglicol em concentração de 0,5 % vol. As medições realizadas pelo método fio quente transiente (THW) relataram um aumento de até 40% na condutividade térmica se comparado ao fluido base. NIEH et al. (2014) estudaram sobre o aumento da condutividade térmica em nanofluidos de Al₂O₃ e TiO₂ dispersos numa mistura de 50:50 de água e etilenoglicol, usando Chitosan como dispersante, com concentrações variando entre 0,5 a 2% wt. Os testes realizados de 80 a 95°C mostraram um aumento de 39,7% na condutividade térmica dos nanofluidos de Al₂O₃ e 35,2% para TiO₂, sendo que melhores resultados não foram possíveis devido a adição do dispersante à mistura. ELIAS et al. (2014) avaliaram experimentalmente as propriedades termofísicas de nanofluidos de Al₂O₃ dispersos numa mistura de água e etilenoglicol (50:50). Os testes foram realizados com temperatura variando entre 10-50°C e concentração volumétrica entre 0.2 e 1%. Foi obtido um aumento de 8,3% para condutividade térmica na concentração de 1%. O aumento na condutividade térmica com a temperatura foi devido ao aumento da movimentação das partículas. ISLAM et al. (2017) sintetizaram nanofluidos de ZnO pelo método de dois passos. Foram produzidos nanofluidos com concentrações volumétricas variando entre 0,05% a 0,5%. A condutividade térmica foi aferida experimentalmente com o auxílio do equipamento KD2 Pro Thermal com temperaturas dos testes variando entre 40°C e 70°C, sendo que o maior aumento observado foi de 15% para a temperatura de 70°C. Aumentos na concentração e temperatura causaram um aumento na condutividade térmica do fluido devido ao aumento da movimentação aleatória das nanopartículas e as interações interfaciais entre partícula e líquido.

A viscosidade dos nanofluidos é outra propriedade importante, alvo de muitos estudos experimentais e teóricos nos últimos anos (MURSHED & ESTELLÉ, 2017). É impossível a aplicação dos nanofluidos em sistemas de troca de calor sem o conhecimento da viscosidade, pois a perda de carga e potência de bombeamento estão diretamente relacionadas com esta propriedade. Para a maior eficiência dos ditos sistemas, é necessário que os benefícios proporcionados pelo aumento da condutividade térmica compensem as dificuldades impostas pelo aumento da viscosidade. Algumas correlações teóricas para prever a viscosidade dos nanofluidos foram desenvolvidas nos últimos anos (SUNDAR *et al.*, 2013), (AZMI *et al.*, 2016), porém, da mesma forma que os modelos de condutividade térmica, tais modelos tem sua aplicação restrita a apenas alguns casos.

ESFE & SAEDODIN (2014) avaliaram o efeito da concentração e da temperatura na viscosidade de uma suspensão de nanopartículas de 18nm de ZnO em etilenoglicol. As concentrações volumétricas variaram entre 0,25 a 5% enquanto as temperaturas dos testes variaram entre 25°C a 50°C. Foi observado um aumento máximo de 30% na viscosidade se comparado ao fluido base nas condições 35°C e 5% vol. Foram observados aumentos significativos na viscosidade com o aumento da concentração volumétrica, mas pouca variação com o aumento da temperatura. KUMAR *et al.* (2016) obtiveram um aumento de 49,31% na viscosidade em seus testes com nanofluidos de ZnO em água a 35°C. Os testes



foram conduzidos com temperaturas entre 25°C a 50°C e concentração variando entre 0,25% a 2%, onde o maior aumento foi obtido para a maior concentração. Foi observado um aumento linear na viscosidade até a concentração de 0,75%, sendo que os aumentos subsequentes não foram lineares. WILK *et al.* (2017) conduziram experimentos com nanofluidos de cobre suspensos em água com concentrações variando entre 0,011% a 0,101% e temperatura variando entre 20°C a 60°C. Os autores também observaram um aumento de 25% na viscosidade nas condições 0,101% vol. e 60°C. A redução da viscosidade com o aumento da temperatura foi devido ao enfraquecimento das forças adesivas das partículas, enquanto o aumento da concentração cria limitações ao deslizamento das camadas de cisalhamento, aumentando a viscosidade.

O presente trabalho tem o objetivo de avaliar experimentalmente as propriedades termofísicas de nanofluidos de prata em água-etilenoglicol (50:50). As concentrações volumétricas estudadas foram 0,002%, 0,01% e 0,031% entre as temperaturas de 25°C e 55°C, com saltos de 10°C entre cada teste.

METODOLOGIA

Síntese das nanopartículas

O nanofluido foi preparado a partir do método de dois passos, conhecido como homogeneização a alta pressão. Nanopartículas de prata de 20nm de diâmetro foram adquiridas na Nanostructured & Amorphous Materials e posteriormente diluída em mistura H2O/EG (50:50), de modo a garantir as concentrações desejadas e suas caraterísticas estão exibidas na Tab. 1. O surfactante polivinilpirrolidona (PVP), presente na nanopartícula em uma razão 3:1, foi utilizado.

Tamanho	20 [nm]
Pureza	99%
Concentração em massa de nanopartículas	25% wt.
Massa específica da nanopartícula	10400 [kg/m³]
Calor específico da nanopartícula	0,240 [kJ/kgK]
Condutividade térmica da nanopartícula	430 [W/mK]

Tabela 1.	. Propriedades	físicas nano	partícula	de prata
-----------	----------------	--------------	-----------	----------

O processo de homogeneização por alta pressão também usado por CÁRDENAS (2017) consiste em um equipamento onde a mistura é pressurizada, por meio de pistões, e depois esse fluido é direcionado a uma câmara de interação. Nessa câmara, a combinação de elevadas taxas de cisalhamento, energia de cavitação induzida por grandes gradientes de pressão e impactos da mistura com as paredes é responsável por quebrar as aglomerações de nanopartículas, deixando-as dispersas de forma homogênea no fluido base. A Tabela 2 apresenta a concentração final das amostras após análises gravimétricas por evaporação, obtida a partir de várias medições realizadas com pequenas quantidades de volume (10 ml) para cada concentração preparada.

Tabela 2. Concentraçõe	s finais das amostras
------------------------	-----------------------

Amostra	Concentração em volume [%vol.]
Prata 1	0,002
Prata 2	0,010
Prata 3	0,031

Medição da condutividade térmica

A condutividade térmica foi aferida com o sensor Linesis THB-1. Esse método pode ser considerado uma evolução do fio quente transiente, sendo a medição realizada de forma mais rápida e independente do operador. O método do fio quente transiente apresenta algumas desvantagens, como a perda de calor entre os condutores elétricos, a baixa sensibilidade entre temperatura e tensão de saída do sensor e a alta sensibilidade à tensão mecânica. O equipamento utilizado não é muito afetado por essas desvantagens, aumentando a sensibilidade do sinal à temperatura devido a construção de uma ponte entre os pequenos resistores elétricos, que forma um condutor plano. Este condutor é dividido em dois resistores, de comprimentos diferentes, que resultam numa única fonte de calor.

A medição é realizada da seguinte forma: uma amostra de nanofluido é inserida em um recipiente onde o controle da temperatura é feito com auxílio de um banho térmico. O sensor é inserido na cavidade do recipiente, sendo que o



nanofluido submerge completamente os resistores do sensor. O equipamento THB-1 é diretamente conectado a um computador, onde é possível visualizar e alterar os parâmetros de medição e visualizar os resultados.

O processo de medição é baseado na Eq. (1), onde a condutividade térmica é inversamente proporcional a variação de temperatura pelo tempo.

$$k = \frac{q}{4\pi\Delta T}\ln(\Delta t) \qquad (1)$$

Onde k é a condutividade térmica do líquido circundante, q representa o calor dissipado por unidade de comprimento, $\Delta T e \Delta t$ representam a variação de temperatura e tempo, respectivamente. Entretanto, esse cálculo só pode ser realizado na faixa de tempo onde $\ln(\Delta t)/\Delta T$ possa ser considerado linear.

Medição da viscosidade

A viscosidade dos nanofluidos foi medida pelo viscosímetro Antom Paar SVM 3000. O viscosímetro é dotado de um rotor que gira livremente sem atrito, sendo que a determinação da viscosidade é obtida na medição de parâmetros como torque e velocidade. A pequena célula de medição da viscosidade dinâmica contém um tubo em rotação com velocidade constante. Este tubo é preenchido com a amostra. Um outro tubo possui um imã integrado (rotor) que flutua na amostra e gira livremente sem atrito. Devido à baixa densidade do rotor, ele é mantido centrado pela força centrifuga. O pequeno volume de amostra (~2,5 ml) permite mudanças extremamente rápidas de temperatura (por efeito Peltier) e tempos de estabilização muito curtos. A viscosidade dinâmica é calculada a partir da velocidade do rotor.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Condutividade térmica

Os resultados mostraram uma tendência ao aumento da condutividade térmica do fluido ao se adicionar nanopartículas. Entretanto, os aumentos obtidos não foram crescentes com a concentração volumétrica de nanopartículas. Foi observado um incremento máximo na condutividade térmica de 1% para o nanofluido de concentração 0,002% vol. a 55°C, o que não justifica a sua aplicação em nenhum sistema térmico. Na concentração de 0,03% foi obtido uma queda na condutividade térmica do nanofluido de 1,2% a 45°C. A Figura 2 mostra os resultados obtidos para a condutividade térmica dos nanofluidos e a Fig. 3 mostra a condutividade térmica relativa ao fluido base, k_{nf}/k_{bf} .



Figura 2. Condutividade térmica dos nanofluidos de Ag/Água-Etilenoglicol em função da temperatura e concentração volumétrica de nanopartículas



Figura 3. Condutividade térmica relativa dos nanofluidos de Ag/Água-Etilenoglicol em relação ao fluido base em função da temperatura e concentração volumétrica de nanopartículas

De acordo com a Nanostructured & Amorphous Materials, a concentração mássica de surfactante presente na nanopartícula é de aproximadamente 75%. O uso de surfactantes em nanofluidos tem o objetivo de aumentar a estabilidade da amostra, evitando a aglomeração e sedimentação de partículas. Entretanto, alguns pesquisadores observaram que o aumento na concentração de surfactantes tem efeitos degradantes na condutividade térmica dos nanofluidos, pois ao contrário das nanopartículas, os surfactantes tendem a possuir uma condutividade térmica menor que a do fluido base. ANGAYARKANNI & PHILIP (2013) mostraram a variação da condutividade térmica efetiva com a quantidade de surfactante utilizado. Foram estudados os surfactantes dodecil sulfato de sódio (SDS), brometo de cetiltrimetilamonio (CTAB) e os nonilfenóis etoxilados NP9 e NP10 em água, e para todos os surfactantes observados, o aumento em sua concentração levou a uma queda na condutividade térmica do fluido. O aumento da concentração aumenta o número de micelas no sistema, aumentando o grau de desordem no mesmo, causando uma queda na condutividade térmica, pois o sistema micelar é um sistema desordenado. IYAHRAJA & RAJADURAI (2015) observaram uma redução na condutividade térmica de nanofluidos de prata em água ao com o aumento da concentração dos surfactantes SDS e PVP. Pesquisas mostram que a adição de quantidades ideias de surfactantes nos nanofluidos tendem a aumentar a condutividade térmica dos nanofluidos. KHAIRUL et al. (2016) avaliaram o efeito da adição de surfactantes em nanofluidos de Al₂O₃/água e CuO/água e observou um aumento na condutividade térmica em concentrações ótimas de surfactante. Para concentrações acima da ideal, foi exibida uma acentuada queda na condutividade térmica do nanofluido. SALEHI et al. (2013) também observaram uma queda na condutividade térmica de nanofluidos de prata em água com o aumento da concentração de PVP.

Viscosidade

Os resultados obtidos para a viscosidade estão mostrados na Fig. 4. Como era de se esperar, o aumento da temperatura do nanofluido resultou em uma diminuição na viscosidade do fluido. Essa redução se dá devido ao enfraquecimento das forças adesivas entre moléculas de fluido, sendo que para cisalhar as camadas de fluido em maiores temperaturas, uma força menor é necessária. Foi possível notar um aumento na viscosidade devido à adição das nanopartículas no fluido, sendo que o maior aumento observado foi de 27% para a concentração de 0,031% a 25°C. A Figura 5 mostra um aumento linear da viscosidade do nanofluido com o aumento da concentração de nanopartículas, enquanto que variações na temperatura causaram alterações mínimas na viscosidade.



Figura 4. Viscosidade dos nanofluidos de Ag/Água-Etilenoglicol em função da temperatura e concentração volumétrica de nanopartículas



Figura 5. Viscosidade relativa dos nanofluidos de Ag/Água-Etilenoglicol em relação ao fluido base em função da concentração volumétrica de nanopartículas e da temperatura

Entretanto, pesquisas mostram que em baixas concentrações de nanopartículas, pequenos aumentos são observados na viscosidade do nanofluido (LEE *et al.*, 2008), (PRIYA *et al.*, 2012). Já elevadas quantidades de surfactante presente em nanofluidos provocam um aumentando da viscosidade relativa dos mesmos. LOTFIZADEHDEHKORDI *et al.* (2013) estudaram o efeito da adição do surfactante dodecil benzeno sulfonato de sódio (SDBS) na viscosidade de nanofluidos de Al₂O₃/água-etilenoglicol e observaram variações mínimas na viscosidade para pequenas quantidades de SDBS. Por outro



lado, o aumento da concentração do surfactante provocou um aumento de 16% na viscosidade do nanofluido. PHUOC *et al.* (2011) observaram em seus experimentos, um aumento na viscosidade dos nanofluidos de MWCNT/água com o aumento da concentração do surfactante chitosan no nanofluido. Para baixas concentrações de chitosan, o nanofluido se comportou similarmente ao fluido base, enquanto que para elevadas concentrações, foi observado um aumento na viscosidade e um comportamento não-newtoniano do nanofluido. DRZAZGA *et al.* (2012) observou um aumento da viscosidade do nanofluido de óxido de cobre (II) com o aumento da concentração de surfactantes.

CONCLUSÕES

O presente estudo teve como objetivo sintetizar e caracterizar nanofluidos de prata em diferentes concentrações. Os nanofluidos de prata/água-etilenoglicol foram sintetizados pelo método de homogeneização a alta pressão, e sua condutividade térmica e viscosidade foram medidos utilizando o sensor Linesis THB-1 e viscosímetro Antom Paar respectivamente.

A condutividade térmica do nanofluido sofreu um incremento para as concentrações de 0,002% e 0,01%, sendo que para 0,031%, um comportamento anômalo foi observado, onde a condutividade térmica foi menor que a do fluido base. Além do mais, o aumento da concentração de nanopartículas não provocou incrementos na condutividade térmica, sendo que um aumento máximo de 1% foi observado para a condutividade térmica em φ 0,002%, e uma redução de 1,2% foi obtido para φ 0,031%. Acredita-se que o maior responsável pelas pequenas variações na condutividade térmica é o surfactante presente no nanofluido.

Foi obtido um aumento de 27% para a viscosidade do nanofluido à 55°C em relação ao fluido base. O aumento da viscosidade com o aumento da concentração de nanopartículas foi linear. Foi observado que o aumento da temperatura provocou uma queda na viscosidade de todos os fluidos analisados. Entretanto, o aumento da concentração volumétrica foi o maior responsável pelo aumento da viscosidade relativa, $\mu_{nf'}/\mu_{bf}$, e variações na temperatura tiveram pouco impacto sobre o aumento da viscosidade relativa observada. A quantidade de surfactante presente no nanofluido teve um impacto significativo no aumento da viscosidade.

REFERÊNCIAS

- AKILU, S. et al. A review of thermophysical properties of water based composite nanofluids. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 66, p. 654–678, 2016.
- ANGAYARKANNI, S. A.; PHILIP, J. Role of adsorbing moieties on thermal conductivity and associated properties of nanofluids. Journal of Physical Chemistry C, v. 117, n. 17, p. 9009–9019, 2013.
- AZMI, W. H. et al. The enhancement of effective thermal conductivity and effective dynamic viscosity of nanofluids A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 53, p. 1046–1058, 2016.
- BAHIRAEI, M. et al. Recent research contributions concerning use of nanofluids in heat exchangers: A critical review. Applied Thermal Engineering, v. 133, n. February 2017, p. 137–159, 2018.
- CÁRDENAS, E. M. C. Avaliação experimental do desempenho termohidráulico de nanofluidos de grafeno em um sistema de arrefecimento automotivo. Uberlândia Brasil: Universidade Federal de Uberlândia, 2017.
- CHOI, S. U. S.; EASTMAN, J. A. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, v. 66, n. March, p. 99–105, 1995.
- DAS, S. K. et al. Temperature Dependence of Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids. Journal of Heat Transfer, v. 125, n. 4, p. 567, 2003.
- DRZAZGA, M. et al. Influence of Nonionic Surfactant on Nanofluid Properties. Mixing14.Eu, v. c, n. September, p. 10–13, 2012.
- EASTMAN, J. A. et al. Enhanced Thermal Conductivity through the Development of Nanofluids. MRS Proceedings, v. 457, p. 3, 1996.
- EASTMAN, J. A. et al. Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. Applied Physics Letters, v. 78, n. 6, p. 718–720, 2001.
- ELIAS, M. M. et al. Experimental investigation on the thermo-physical properties of Al2O3nanoparticles suspended in car radiator coolant. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 54, p. 48–53, 2014.
- ESFE, M. H.; SAEDODIN, S. An experimental investigation and new correlation of viscosity of ZnO-EG nanofluid at various temperatures and different solid volume fractions. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 55, p. 1–5, 2014.
- ISLAM, R. et al. Experimental investigation of using ZnO nanofluids as coolants in a PEM fuel cell. International Journal of Hydrogen Energy, v. 42, n. 30, p. 19272–19286, 2017.
- IYAHRAJA, S.; RAJADURAI, J. S. Study of thermal conductivity enhancement of aqueous suspensions containing silver nanoparticles. AIP Advances, v. 5, n. 5, p. 3–11, 2015.
- KHAIRUL, M. A. et al. Effects of surfactant on stability and thermo-physical properties of metal oxide nanofluids. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 98, p. 778–787, 2016.
- KLEINSTREUER, C.; FENG, Y. Experimental and theoretical studies of nanofluid thermal conductivity enhancement:



A review. Nanoscale Research Letters, v. 6, n. 1, p. 1–13, 2011.

- KUMAR, V.; TIWARI, A. K.; GHOSH, S. K. Effect of chevron angle on heat transfer performance in plate heat exchanger using ZnO/water nanofluid. Energy Conversion and Management, v. 118, p. 142–154, 2016.
- LEE, J. H. et al. Effective viscosities and thermal conductivities of aqueous nanofluids containing low volume concentrations of Al2O3nanoparticles. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 51, n. 11–12, p. 2651–2656, 2008.
- LEE, S. et al. Measuring Thermal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles. Journal of Heat Transfer, v. 121, n. 2, p. 280, 1999.
- LOTFIZADEHDEHKORDI, B. et al. Investigation of viscosity and thermal conductivity of alumina nanofluids with addition of SDBS. Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung, v. 49, n. 8, p. 1109–1115, 2013.
- MURSHED, S. M. S.; ESTELLÉ, P. A state of the art review on viscosity of nanofluids. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 76, n. April, p. 1134–1152, 2017.
- NIEH, H. M.; TENG, T. P.; YU, C. C. Enhanced heat dissipation of a radiator using oxide nano-coolant. International Journal of Thermal Sciences, v. 77, p. 252–261, 2014.
- PHUOC, T. X.; MASSOUDI, M.; CHEN, R. H. Viscosity and thermal conductivity of nanofluids containing multi-walled carbon nanotubes stabilized by chitosan. International Journal of Thermal Sciences, v. 50, n. 1, p. 12–18, 2011.
- PRIYA, K. R.; SUGANTHI, K. S.; RAJAN, K. S. Transport properties of ultra-low concentration CuO-water nanofluids containing non-spherical nanoparticles. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 55, n. 17–18, p. 4734– 4743, 2012.
- SALEHI, J. M.; HEYHAT, M. M.; RAJABPOUR, A. Enhancement of thermal conductivity of silver nanofluid synthesized by a one-step method with the effect of polyvinylpyrrolidone on thermal behavior. Applied Physics Letters, v. 102, n. 23, p. 2013–2016, 2013.
- SUNDAR, L. S. et al. Empirical and theoretical correlations on viscosity of nanofluids: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 25, p. 670–686, 2013.
- WILK, J.; SMUSZ, R.; GROSICKI, S. Thermophysical properties of water based Cu nanofluid used in special type of coil heat exchanger. Applied Thermal Engineering, v. 127, p. 933–943, 2017.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

CARACTERIZAÇÃO DA DIREÇÃO E DA VELOCIDADE DO VENTO NA CIDADE DE PONTA GROSSA-PR

Vivian Machado Thiago Antonini Alves Yara de Souza Tadano Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) - *Campus* Ponta Grossa Av. Monteiro Lobato, s/n - Jardim Carvalho, Ponta Grossa - PR, 84016-210 vivian_machadoo@yahoo.com.br

RESUMO: O conhecimento das condições climáticas de uma região, principalmente das características do vento, está diretamente relacionado à dispersão de gases e poluentes atmosféricos em áreas urbanas. Assim sendo, este trabalho tem como objetivo apresentar as características de direção predominante e velocidade do vento na cidade de Ponta Grossa, localizada na Região dos Campos Gerais no estado do Paraná, a fim de serem utilizados como parâmetros de entrada em aplicação de estudo de dispersão de poluentes atmosféricos.

Os dados utilizados no estudo foram fornecidos pelo Sistema Meteorológico do Paraná (SIMEPAR), apresentando frequência horária, ao longo dos meses dos anos de 2016 e 2017. O programa utilizado para análise dos dados foi o WRPLOT[®] versão 8.0. Os dados foram apresentados em frequência horária mensal, em que é possível observar as diferenças de médias de velocidade e as direções predominantes do vento ao longo dos meses, através das rosas dos ventos. A predominância da direção do vento nos anos analisados foi de leste para oeste. Os valores de velocidade máxima do vento e porcentagem de calmaria foram identificados, demonstrando que o mês de junho se apresenta como o com maior possibilidade de acúmulo de poluentes, enquanto o mês de outubro o mais favorável para a dispersão. Os dados apresentados neste trabalho possibilitam a aplicação em diferentes modelos de dispersão de poluentes atmosféricos, um melhor entendimento da magnitude dos ventos na cidade de Ponta Grossa e sua influência na qualidade de vida da população em relação à poluição do ar

Palavras-Chave: Dados meteorológicos, qualidade do ar, vento

ABSTRACT: Knowledge of the climatic conditions of a region, mainly wind characteristics, is directly related to air pollutants and gases dispersion in urban areas. Therefore, this work aims to present the characteristics of predominant direction and wind speed in the city of Ponta Grossa, located in the Region of Campos Gerais in the state of Paraná, to be used as input parameters in the application of a study of dispersion of air pollutants.

The data used in the study were provided by the Meteorological System of Paraná (SIMEPAR), showing hourly frequency to the years 2016 and 2017. The program used for data analysis was WRPLOT® version 8.0. The data were presented hourly along of the months, in which it is possible to observe the differences of speed means and the predominant wind directions over the months, through the wind roses. The predominance of wind direction in the analyzed years was from east to west. The values of maximum wind speed and percentage of lull were identified, showing June as the month with the greatest possibility of pollutants accumulation, and October the most favorable month for dispersion. The data presented in this work make it possible the application in different dispersion models of atmospheric pollutants, a better understanding of the wind magnitude in Ponta Grossa city and influence on population life quality in relation to air pollution.

Keywords: Weather data, air quality, wind.

INTRODUÇÃO

O aumento da frota de veículos vem acompanhado do acréscimo da emissão de poluentes na atmosfera, e como consequência, há um aumento de doenças alérgicas, respiratórias, e até cardiovasculares (BOURDREL et al., 2017).

Atualmente, existem várias ferramentas para o estudo da dispersão de poluentes atmosféricos como modelos matemáticos (abordagens Eulerianas e Lagrangeanas), *softwares* de simulação e a fluidodinâmica computacional (CFD) (TOMINAGA e STATHOPOULOS, 2016).

O conhecimento dos mecanismos que regem a dispersão dos poluentes e dos principais parâmetros influenciadores como, condições climáticas, direção e velocidade do vento, é fundamental para a aplicação de qualquer ferramenta ou estudo de dados provenientes de estações de monitoramento da qualidade do ar. A direção e a velocidade do vento tem total influência na dispersão dos poluentes, uma vez que boas condições de dispersão (ventos fortes perpendiculares ao



eixo das construções) caracterizam o espalhamento, evitando assim, o acúmulo de poluentes atmosféricos nas proximidades das fontes (Instituto de Energia e Meio Ambiente, 2014).

Segundo OKE (1998), as características relacionadas ao vento influenciam diretamente no conforto dos pedestres, uma vez que afetam as sensações de calor e transporte de poluentes, podendo gerar regiões com altas concentrações bloqueadas pelos obstáculos presentes no ambiente urbano, como construções, muros e prédios.

Neste contexto, o objetivo deste trabalho foi avaliar as condições do vento na cidade de Ponta Grossa-Paraná, considerando valores mensurados a 10m do nível do solo e realizando a conversão para uma realidade a 2 m do nível do solo. Além de dados de velocidade, as direções predominantes, rosa dos ventos e perfil logarítmico da velocidade foram apresentados. Os resultados deste trabalho se apresentam como parâmetros de entrada para análises de dispersão de poluentes atmosféricos e referências para a correta localização de estações de monitoramento de qualidade do ar.

CARACTERÍSTICAS DA CIDADE DE PONTA GROSSA

O município de Ponta Grossa está situado na região centro-oriental do estado do Paraná, e possui aproximadamente 340 mil habitantes (IBGE, 2018).

Segundo dados do Instituto Agronômico do Paraná (IAPAR, 1998), de acordo com a classificação climática de Köpen, a cidade de Ponta Grossa possui clima Cfb, ou seja, temperado com temperatura média no mês mais frio, abaixo de 18°C (mesotérmico), com verões frescos de temperatura média no mês mais quente abaixo de 22°C e sem estação seca definida.

No escoamento de vento sobre o Paraná, prevalecem os efeitos ditados pela dinâmica entre o anticiclone subtropical do atlântico, os intermitentes deslocamentos de massas polares e a depressão barométrica do nordeste da Argentina (Amarante, 2001).

A contribuição dos automóveis para o acúmulo de poluentes em Ponta Grossa é bastante significativa, uma vez que a cidade ocupa o lugar de quinta cidade com maior frota de veículos no estado do Paraná, com cerca de 120.000 automóveis, 1.200 ônibus e 11.600 caminhões (IBGE, 2016).



Figura 1- Localização da cidade de Ponta Grossa no Paraná e no Brasil.

METODOLOGIA

Para a caracterização do vento, os dados horários de direção e velocidade foram coletados pelo SIMEPAR durante o período de janeiro de 2016 até dezembro de 2017, através da sua estação de monitoramento, localizada na cidade de Ponta Grossa, Região dos Campos Gerais, no estado do Paraná.

As medições foram realizadas de acordo com o padrão da Organização Mundial de Meteorologia (OMM), a uma distância de 10 metros do nível do solo.

Para a conversão dos dados de velocidade média do vento para uma altura de 2 metros acima do solo, foi utilizada uma relação desenvolvida a partir de dados empíricos e aproximações, conhecida como perfil de velocidade polinomial, ou *power law*, representada na Eq. (1), conforme Seinfeld & Pandis (2016).

$$u_x(z) = u_x(z_r)(z/z_r)^{\alpha}$$
⁽¹⁾

em que $u_x(z)$ é o valor da velocidade do vento em uma altura z, $u_x(z_r)$ é a velocidade na altura de referência z_r (para este trabalho foi utilizado o valor de 10 metros). O expoente α , é determinado pelas condições atmosféricas e pela rugosidade específica do terreno, podendo ser menor ou igual à unidade.

A variação do valor de α se dá de forma crescente, com o aumento da rugosidade do terreno e da estabilidade atmosférica. Em condições próximas a de atmosfera neutra, os valores de α são de aproximadamente 0,15 para zonas de rugosidade extremamente baixa (oceanos e campos abertos) e 0,4 para zonas urbanas desenvolvidas (Arya, 1999).



Uma vez que a região em avaliação é uma cidade desenvolvida, o valor do coeficiente α escolhido para a criação do perfil de velocidade foi de 0,4.

Para caracterizar a direção predominante do vento, o *software* WR Plot versão 8.0 foi utilizado. Este *software* permite a criação de rosas dos ventos, análises de frequências e criação de gráficos a partir de dados meteorológicos.

Dados de velocidades médias horárias nos meses dos anos 2016 e 2017, velocidades horárias máximas e mínimas, bem como o perfil de velocidade na cidade de Ponta Grossa são apresentados.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos foram divididos nos tópicos:

- Velocidades: apresentando características como velocidade máxima, porcentagem de calmaria e média de velocidade horária nos meses de janeiro a dezembro dos anos de 2016 e 2017;
- Perfil de velocidade na cidade de Ponta Grossa: apresentando o perfil de velocidade calculado para a cidade de Ponta Grossa;
- Direção predominante do vento: apresentando resultados obtidos através das rosas dos ventos.

Velocidades

A avaliação dos valores máximos horários de velocidade foi realizada a fim de identificar os extremos sentidos nos diferentes meses do ano, conforme apresentado na Tab.1.Além disso, utilizou-se a escala de Beufort para classificar a força do vento. A escala de Beaufort, criada por Sir Francis Beaufort no século XIX, apresenta os efeitos visíveis sobre a superfície da terra em relação à força do vento, variando de calmaria à furação e classificada pelos números de Beaufort variando de 0 a 12 (SANTANA, 2014).

As velocidades máximas em ambos os anos, não ultrapassaram 13 m/s, valor descrito na escala de Beaufort com o número 6 ou vento forte. Os efeitos percebidos com velocidades consideradas de vento forte, possibilitam a movimentação de ramos grandes, vibração de fios elétricos e dificuldades de utilizar guarda-chuva aberto. Velocidades elevadas favorecem a dispersão de poluentes e evitam o acúmulo de elevadas concentrações em determinados pontos, como regiões com muitos obstáculos.

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
2016	9,33	7,93	9,08	9,35	11,60	10,23	9,75	9,88	10,90	9,95	10,45	11,88
2017	8,38	7,70	8,35	11,33	10,63	11,23	9,03	12,85	9,68	12,00	11,75	9,70

Tabela 1- Velocidades do vento horárias máximas (m/s).

Segundo definição do INMET (2014), calmaria são condições atmosféricas destituídas de vento ou de qualquer outro movimento do ar, que em valores numéricos são ventos com velocidade abaixo de 0,5 m/s. As porcentagens de calmaria identificadas foram de 3,77% em 2016 e 3,47% em 2017, e os dados mensais são apresentados na Tab 2.

Lubelu = 1 offeentugeni de eutinaria (70)	Tabela	2-	Porcentagem	de	calmaria	(%)
--	--------	----	-------------	----	----------	-----

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
2016	0,54	2,16	3,09	5,00	2,42	9,86	5,51	6,05	5,69	1,08	0,97	2,98
2017	3,23	2,38	1,34	1,11	3,63	9,72	3,78	5,78	3,33	0,94	4,58	1,88

Quanto maior a porcentagem de calmaria no mês, a possibilidade de acúmulo de poluentes em determinadas regiões é maior, uma vez que elevadas porcentagens de calmaria são resultado de velocidades do vento muito baixas que permitem apenas a elevação vertical de fumaças, conforme escala de Beaufort.

A Tabela 3 apresenta os valores das médias calculadas com dados de medições horários, para os meses dos anos analisados.

Tabela 3- Médias horárias de velocidade (m/s) convertidas para altura de 2m.

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
2016	1,59	1,24	1,48	1,22	1,42	1,05	1,38	1,34	1,56	1,82	1,63	1,31
2017	1,22	1,15	1,43	1,59	1,55	1,50	1,50	1,59	1,52	1,77	1,74	1,41



Em termos de sazonalidade, os ventos mais intensos são percebidos no segundo semestre do ano, mais especificamente em outubro, no caso dos anos analisados. Esta realidade pode ser sentida em todas as regiões do estado do Paraná (Amarante, 2007).

Um panorama geral dos dados mensurados pela estação de monitoramento é apresentado na Figura 2 através da média horária dos dados a 10 metros do nível do solo.



Figura 2 - Média de velocidade horária do vento em 2016 e 2017 (Padrão OMM - 10m)

As velocidades horárias médias do vento foram de 2,99 e 3,22 m/s nos anos de 2016 e 2017, respectivamente. Considerando a conversão para 2 metros de altura, as velocidades médias foram de 1,40 m/s em 2016 e 1,51 m/s em 2017.

Perfil do vento na cidade de Ponta Grossa

Um dado importante e muito utilizado em aplicações de ferramentas CFD na simulação de dispersão de poluentes é o perfil do vento. Suas características são fortemente influenciadas pela magnitude do vento, condição atmosférica e natureza da superfície como mares, zonas rurais ou cidades (Kossmann et al.,1998).

Considerando condições de atmosfera neutra, que possibilitam a dispersão de poluentes, altura de camada limite planetária de 250 metros, rugosidade equivalente à de uma região urbana e aplicando a lei de potência, foi possível obter o perfil representado na Fig. 3.





Figura 3 - Perfil power law de velocidade do vento na cidade de Ponta Grossa- Pr

O expoente utilizado para a criação do perfil foi de 0,4, resultando assim em uma curva característica de regiões urbanizadas, com superfície contendo construções elevadas e concentração de residências.

É possível observar a diminuição da velocidade com o a diminuição da altura em relação ao solo pelo fato da presença de obstáculos.

Direção predominante do vento

O conhecimento da direção predominante do vento é um dos parâmetros chave na dispersão de poluentes, pois indica a direção preferencial em que os poluentes estão sendo dispersos.

A criação das rosas dos ventos foi realizada através do *software* WR Plot versão 8.0 e está representada pela Fig. 4. As direções indicadas demonstram de onde o vento sopra, ou seja, predominantemente de leste para oeste. As cores representam as diferentes velocidades, enquanto o tamanho das fatias está relacionado à porcentagem de eventos registrados durante o ano com a velocidade indicada pela cor. É possível observar que, em ambos os anos estudados, os eventos de velocidade ocorreram em sua maioria na faixa entre 3,6 e 5,7 m/s.



Figura 4 – Rosa dos ventos de Ponta Grossa-Pr, anos 2016 e 2017.

Uma análise mais detalhada pode ser observada na Figura 5, onde as rosas dos ventos foram criadas individualmente para os meses do ano de 2017.





Figura 5- Rosa dos ventos Ponta Grossa-Pr, meses de 2017

8,80 - 11,10



As rosas dos ventos indicam a direção dos ventos e, como consequência, para onde os poluentes estão sendo dissipados. A medição dos poluentes atmosféricos na cidade de Ponta Grossa-Pr é realizada na região central, por meio de uma estação de monitoramento localizada no Complexo Ambiental Gov. Manoel Ribas, de responsabilidade do Instituto Ambiental do Paraná (IAP) (Grauer et. al, 2013). Nas redondezas da região, há um grande tráfego de carros, um shopping center e um terminal de ônibus. Para avaliar a influência dos poluentes nesta região, a rosa dos ventos foi plotada sobre o mapa da região em torno da estação de monitoramento, como apresentado na Fig. 6, em que a direção predominante do vento é de leste para oeste. De acordo com esta rosa dos ventos, os poluentes provenientes do terminal de ônibus não se dispersam predominantemente em direção à estação de monitoramento da qualidade do ar. Portanto, a estação de monitoramento consegue captar a poluição atmosférica de toda a região em torno, sendo então, representativa da poluição geral da cidade de Ponta Grossa.



Figura 6 – Rosa dos ventos na região em torno da estação de monitoramento da qualidade do ar.

CONCLUSÃO

Os dados obtidos com a realização deste trabalho possibilitaram a caracterização do vento na região de Ponta Grossa-Pr. A aplicação do perfil de velocidade, as velocidades médias e direções predominantes do vento podem ser executadas, a fim de garantir maior representatividade das condições reais na aplicação de modelos de simulação de dispersão de poluentes.

As velocidades máximas obtidas em ambos os anos estudados foram percebidas no segundo semestre, suas magnitudes apresentam efeitos significativos na dispersão de poluentes, resultando assim, numa menor tendência ao acúmulo de poluentes nestes meses do ano.

Ao observar os valores de velocidades médias horárias convertidas para uma altura de 2m do nível do solo, em ambos os anos se percebe que as maiores médias foram registradas no mês de outubro. Ao se comparar estes valores com as porcentagens de calmaria, tem-se porcentagens de 1,08 e 0,94 registradas para o mês de outubro nos anos de 2016 e 2017, respectivamente, confirmando que nestes meses tem-se maior tendência de dispersão de poluentes, uma vez que se caracteriza por elevadas velocidades e pouca porcentagem de calmaria.

As porcentagens de calmaria indicam a quantidade de eventos com velocidade do vento insignificante para promover a movimentação dos poluentes, causando assim, o acúmulo e, consequentemente, danos à qualidade de vida da população em contato com a poluição. O mês com maior porcentagem de calmaria em ambos os anos estudados foi junho, mês que apresenta temperaturas baixas devido ao inverno, condições desfavoráveis à dispersão de poluentes.



As rosas dos ventos apresentadas seguem uma tendência de vento soprando de leste para oeste, em ambos os anos e ao se avaliar separadamente os meses do ano de 2017, confirma-se esta tendência.

A localização da estação de monitoramento da qualidade do ar pode ser avaliada a partir da direção predominante do vento aplicada à região. Como a estação deve representar a realidade da cidade como um todo e não localmente, sua localização levando em consideração a direção dos ventos está correta. A região vizinha apresenta um terminal de ônibus, que contribui muito para a geração de poluentes, localizado na região oposta à direção predominante do vento e da estação de monitoramento, fato que impede a superestimação de dados de poluentes na região.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos são prestados à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (Capes) pela concessão de bolsas de mestrado à acadêmica Vivian Machado e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro no desenvolvimento deste projeto de desenvolvimento tecnológico e de inovação.

REFERÊNCIAS

Amarante, O. A. C., Brower, M., Zack, J., Atlas do Potencial Eólico Brasileiro. MME/ELETROBRÁS/CEPEL. 2001

Amarante, O. A. C.; Schultz, D. J. Atlas do potencial eólico do estado do Paraná. COPEL, Camargo Schubert Engenharia Eólica, LACTEC, p. 53, 2007.

Arya, S. Pal. Air pollution meteorology and dispersion. New York: Oxford University Press, 1999.

- Bourdrel, T.; Bind, M. A.; Béjoc, Y.; Morel, O.; Argacha, J. F. Cardiovascular effects of air pollution. Archives of Cardiovascular Diseases, 2017
- Grauer, A.; Malheiros, A. L.; Nocko, H. R.; Paim, J. B.; Souza B. Inventário Estadual de Emissões Atmosféricas de Poluentes (Mp, Co, Nox, Sox) e Proposta para Revisão e Ampliação da Rede de Monitoramento da Qualidade do Ar do Estado do Paraná: Relatório Final. Curitiba, 2013.
- IAPAR (Instituto Agronômico do Paraná), Cartas Climáticas do Paraná, 1998. Disponível em: http://www.iapar.br/modules/conteudo/conteudo.php?conteudo=597. Acesso em 03 de junho de 2018.
- IBGE Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, Brasil em Síntese. Disponível em: Acesso em 07 de junho de 2018">https://cidades.ibge.gov.br/brasil/pr/ponta-grossa/panorama.>Acesso em 07 de junho de 2018.
- INMET–Instituto Nacional De Meteorologia. Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa. 2014. Disponível em: http://www.inmet.gov.br/portal/. Acesso em 07 de junho de 2018.
- Instituto De Energia E Meio Ambiente (Brasil). 1º Diagnóstico de Rede de Monitoramento da qualidade do ar no Brasil. 2014. Disponível em:

http://www.forumclima.pr.gov.br/arquivos/File/Rosana/Diagnostico_Qualidade_do_Ar_Versao_Final_Std.pdf>. Acesso em 03 de junho de 2018.

- Kossmann, M., Vogtlin, R., Corsmeier, U., Vogel, B., Fiedler, F., Binder, H.J., Oke, T. R. Street design and urban canopy layer climate. Energy Build, [S.I], v. 11, p. 103-113, 1988.
- Santana, Lêda Valéria Ramos. Análise do comportamento da velocidade do vento na região Nordeste do Brasil utilizando dados da ERA-40. Dissertação (mestrado) Universidade Federal Rural de Pernambuco, Recife, 2014
- Seinfeld, John H.; Pandis, Spyros N. Atmospheric chemistry and physics: from air pollution to climate change. John Wiley & Sons, 2016.
- Tominaga, Y.; Stathopoulos, T. Ten questions concerning modeling of near-field pollutant dispersion in the built environment. Building and Environment, v. 105, p. 390-402, 2016.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise







() Projeto de Máquinas(X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

COMPARAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DO REFRATÁRIO NA PANELA DE AÇO POR SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Allison de Sá Barreto Ferreira, Vinícius dos Santos Gonçalves e Márcio Corrêa Carvalho

Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará Marabá, PA, 68505-080 - Folha 17, Quadra 04 allisondsbf@unifesspa.edu.br

RESUMO: As temperaturas de trabalho das panelas de aciaria são alvos de constantes análises térmicas devido seus altos índices. Um acompanhamento dessas temperaturas é de suma importância para o controle e segurança do processo de produção de aço. Assim, visando analisar o perfil térmico das panelas e identificar qual refratário isolante seria mais adequado para garantir uma temperatura externa da carcaça abaixo de 400°C, analisou-se, por meio de simulações computacionais, utilizando o Método dos Elementos Finitos, o perfil de temperatura das panelas da Sinobras S.A. em duas condições: início de campanha, refratário de trabalho com 153mm, e final de campanha, refratário de trabalho com 76mm. Posto isto, analisou-se a aplicação de isolantes térmicos de 8mm, 10mm e 13mm ao redor de toda a carcaça metálica da panela visando comparar suas eficiências térmicas por meio de simulação computacional e cálculos numéricos. Desse modo, simulou-se a eficiência térmica dos refratários isolantes verificando que o isolante de 8mm é o mais adequado para testes pois, além de manter as temperaturas externas da panela abaixo do limite admissível, não provoca grandes perdas de produção devido ocupar menos volume na configuração refratária da mesma quando comparado com as outras dimensões do isolante.

Palavras-Chave: análise térmica, siderúrgica, simulação computacional

ABSTRACT: The high working temperatures of the steel ladles are the targets of constant thermal analysis due to their high indexes. A monitoring of these temperatures is importance for the control and security of the steel production process.

Thus, in order to analyze the thermal profile of the ladles and to identify which insulating refractory would be more adequate to guarantee an external temperature of the metallic housing below 400°C, it was analyzed by means of computer simulations using the Finite Element Method in two conditions: start of campaign, refractory of work with 153mm, and end of campaign, refractory of work with 76mm. Thus, the application of 8mm, 10mm and 13mm thermal insulation around the entire metal housing of the ladles was analyzed in order to compare its thermal efficiencies by means of computational simulation and numerical calculations. In this way, the thermal efficiency of the insulating refractories was simulated, verifying that the 8mm insulator is the most suitable for tests because, besides keeping the external temperatures of the panela below the permissible limit, it does not cause large losses of production due to occupy less volume in the refractory configuration when compared to the other dimensions of the insulation.

Keywords: Thermal profile, refractory, steelmaker, computational simulation.

INTRODUÇÃO

As panelas de aços possuem muitas funções entre o Forno Elétrico a Arco (FEA) e o Lingotamento Contínuo (L.C.), tais como transferir grandes quantidades de metal fundido de um processo para outro, metalurgia de panela no refino secundário, onde ocorre a agitação do banho metálico para homogeneizar a temperatura e a composição química, adição de elementos de liga, dessulfuração, desoxidação, entre outros, e vazamento do aço líquido no L.C. (Alves, 2011). Tais panelas são revestidas por diferentes tipos de materiais refratários, com espessuras e propriedades diferentes, visando proteger a carcaça metálica da panela das grandes temperaturas do aço líquido.

As altas temperaturas de trabalho das panelas de aciaria são alvos de constantes análises térmicas. Um acompanhamento dessas temperaturas é de suma importância para o controle do processo de produção de aço. Tal indicador permite tomada de decisões rápidas e necessárias para esquivar-se de prováveis paradas no processo devido perfurações ou deformações excessivas nas panelas. Deste modo, é imprescindível o controle da temperatura do aço líquido ao longo do processo de produção para se atingir os requisitos de qualidade e produtividade exigidos no mercado atualmente (Lopes, 2007).

Segundo Omotani et al (1983), pelo menos 70% de toda energia perdida pelo aço é transferida para os refratários da panela. O que deixa claro a importância das perdas térmicas pela transferência de calor para o refratário. No presente trabalho será avaliado a transferência de calor, por meio de simulação computacional utilizando o Método dos



Elementos Finitos, na panela de aço das panelas da Sinobras S.A testando a eficiência térmica de três refratários isolantes com espessuras diferentes, 8mm, 10mm e 13mm, que serão posicionados na parede metálica das panelas.

METODOLOGIA

Para se analisar a transferência de calor na panela da aciaria será utilizado o Método de Elementos Finitos por meio de simulações computacionais. Segundo Azevedo (2003) tais técnicas de Elementos Finitos são largamente empregadas para problemas de transferência de calor devido os modelos matemáticos analíticos baseados apenas em equações diferenciais de calor precisarem, muitas vezes, de simplificações para serem resolvidos. Já quando tais técnicas analíticas são aplicadas juntamente com o Método dos Elementos Finitos, grandes problemas com geometrias complexas são mais facilmente resolvidos pois podem ser subdivididos em diversos problemas menores.

Isso geralmente leva a simplificações significativas nos modelos matemáticos, em geral, devido a geometrias de peças complexas [10]. A segunda técnica é a base computacional para os sistemas de engenharia auxiliada pelo computador e utiliza a Análise de Elementos Finitos, baseada em algumas equações, mais aplicada em elementos pequenos e finitos simples. Quando são juntas, a peça com geometrias complexas pode ser avaliada

Assim, a análise do isolante térmico se baseou em simulações computacionais tridimensionais, buscando determinar o perfil de temperatura das panelas, durante o processo de produção de aço na siderúrgica Sinobras, seguindo as seguintes etapas:

- Levantamento do ciclo térmico de trabalho da panela;
- Determinação das propriedades dos refratários em função da temperatura;
- Determinação das propriedades do aço em função da temperatura;
- Desenvolvimento da geometria tridimensional da panela;
- Cálculo via elementos finitos do perfil de temperatura;

Simulação computacional

Para a análise numérica via método dos elementos finitos é necessário primeiramente o desenvolvimento das geometrias tridimensional da panela. Desse modo, desenvolveu-se os modelos de elementos finitos que representam fielmente a geometria do projeto original da panela em duas situações, refratário de trabalho novo (152mm) e refratário de trabalho em final de campanha (40mm), ambos com e sem o isolante térmico.



Figura 1. Geometria da panela de aço (a) início de campanha e (b) final de campanha

Levantou-se os dados de conduticidade térmica dos refratários e da carcaça metálica de acordo com a temperatura máxima de trabalho para aplicação nas condições de contorno da modelagem.



Materiais	Condutividade térmica
Refratário de trabalho	1,98
Backfill	1,38
Refratário permanente	1,29
Isolante	0,20
Carcaça metálica	60

Tabela 1. Condutividade térmica dos materiais a 1923,15K, em W/m.K.

Mediante ao auxílio da câmera termográfica FLIR – Série T foi possível obter dados da temperatura externa da carcaça metálica das panelas de aço da aciaria em diversos pontos. As temperaturas de trabalho coletadas foram utilizadas como condição de contorno para as simulações computacionais. As condições de contorno utilizadas para a discretização da geometria e simulação do modelo teórico de fluxo de calor sendo trocado com o ar por convecção natural e radiação foram:

- Regime permanente;
- Condução de calor pelos refratários e chapa metálica;
- Convecção natural e radiação pela chapa metálica em contato com ambiente;
- Temperatura ambiente constante e igual a 323,15K;
- Temperatura do aço líquido igual a 1923,15K;
- Espessura do refratário de trabalho de 152mm, início de campanha e 76mm, final de campanha.

Desse modo, foi possível realizar a análise térmico da panela de aço da Sinobras S.A através do método dos elementos finitos em regime permanente via o software em cloud SimScale.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Por meio das análises dos modelos tridimensionais por simulação computacional foram obtidos os perfis de temperaturas da panela de aço no início e no final da campanha, sem isolante e com os isolantes de 8, 10 e 13mm. Apresentados nas Figuras 2, 3, 4 e 5.



Figura 2. Perfil térmico da panela de aço sem isolante em (a) início de campanha e (b) final de campanha

Para a panela sem isolante refratário no início de campanha, Figura 2(a), a temperatura externa da carcaça foi igual a 609K (335,85°C) e no final de campanha, Figura 2(b), foi igual a 698K (424,85°C). De acordo com a norma AISE Technical Report N° 9 para panelas de aço semelhantes as da Sinobras S.A, capacidade nominal de 40 toneladas de aço e espessura da parede metálica de uma polegada, a temperatura limite de trabalho é de 400°C. Portanto, a temperatura em final de campanha se encontra acima dos valores admissíveis segundo a norma.



(b)



Figura 3. Perfil térmico da panela de aço com isolante de 13mm em (a) início de campanha e (b) final de campanha

Para a panela com isolante refratário de 13mm no início de campanha, Figura 3(a), a temperatura externa da carcaça foi igual a 518K (244,85°C) e no final de campanha, Figura 3(b), foi igual a 586K (312,85°C). Portanto, ambas as medidas se encontram abaixo da temperatura máxima admissível. No entanto, com a adição do isolante de 13mm na configuração refratária da panela há uma perda no volume nominal da panela de 1,16t de aço líquido. O que não é interessante para a produção.



Figura 4. P Perfil térmico da panela de aço com isolante de 10mm em (a) início de campanha e (b) final de campanha

Para a panela com isolante refratário de 10mm no início de campanha, Figura 4(a), a temperatura externa da carcaça foi igual a 528K (254,85°C) e no final de campanha, Figura 4(b), foi igual a 596K (322,85°C). Ambas as medidas, também, se encontram abaixo da temperatura máxima admissível. No entanto, com a adição do isolante de 10mm na configuração refratária da panela há uma perda de 0,89t de aço líquido no volume nominal da panela de aço.







Para a panela com isolante refratário de 8mm no início de campanha, Figura 5(a), a temperatura externa da carcaça foi igual a 541K (267,85°C) e no final de campanha, Figura 5(b), foi igual a 603K (329,85°C). Ambas as medidas, também, se encontram abaixo da temperatura máxima admissível. Com a adição do isolante de 8mm na configuração de refratário da panela há uma perda no seu volume nominal de 0,71t de aço líquido. Desse modo, o isolante refratário de 8mm é o mais adequado para testes.

CONCLUSÃO

Por meio da simulação computacional utilizando o Método de Elementos Finitos via o software em cloud SimScale foi possível determinar qual isolante refratário é mais adequado para o processo de produção de aço da Sinobras S.A visando reduzir as temperaturas externas das panelas de aço sem perder grande volume de produção. Assim, conclui-se que:

- Segundo a simulação computacional as temperaturas de trabalho das panelas de aço da Sinobras S.A sem isolante refratário quando em final de campanha ultrapassam o limite admissível de 400°C previsto por normal.

- As temperaturas de trabalho após a aplicação do refratário isolante de 13mm ficam abaixo da temperatura máxima admissível tanto no início e final de campanha. No entanto, há uma perca de 1,16t de aço líquido.

- As temperaturas de trabalho após a aplicação do refratário isolante de 10mm ficam abaixo da temperatura máxima admissível tanto no início e final de campanha. No entanto, há uma perca de 0,89t de aço líquido.

- O isolante de 8mm se mostrou o mais adequado para testes pois, além de manter as temperaturas externas da panela abaixo do limite admissível, teve a menor perca de produção de aço, cerca de 0,71t.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi apoiado pela Sinobras S. A

REFERÊNCIAS

AZEVEDO, Álvaro F.M., 2003. "Método dos elementos finitos". Cidade do Porto, Brazil.

- Elizeth Oliveira Alves, 2011. "Estudo dos parâmetros de desgaste de refratários: comparativo de tijolos dolomíticos para linha de escória em panelas de aço de siderurgia." Mai. 2018, <<u>https://femat.unifesspa.edu.br/images/TCCs/2011/TCC-ELIZETH-OLIVEIRA-ALVES-2011.pdf</u>>
- ELS, P. P. D., 2014. "Desenvolvimento de um Código Computacional Para Solução da Equação de Transferência de Calor Tridimensional Utilizando o Método de Volumes de Controle Baseado em Elementos". Brasília, Brazil. Mai. 2018, <<u>https://fga.unb.br/articles/0000/7781/TCC1_PEDRO_PAULO_DUNICE_VAN_ELS.pdf</u>>
- GUPTA, N.; CHANDRA, S., 2004. "Temperature Prediction Model for Controlling Casting Superheat Temperature". ISIJ International. 1517-1526 p. Mai. 2018, <<u>http://dx.doi.org/10.2355/isijinternational.44.1517%0D</u>>



INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., 1990. "Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa". 3a edição. LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., R. J.

LOPES, H. L. P, 2017. "Modelo para Previsão da Condição Térmica de Panelas de Aciaria". Mai. 2018, <<u>http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/MAPO-7QJPPA/1031m.pdf?sequence=1></u>

OMOTANI, M. A., et al., 1983. "Ladle Temperature Control During Continuous Casting. Iron & Steelmaker", p.25-35.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos


XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

COMPORTAMENTO TÉRMICO DE SUPERFÍCIES MODIFICADAS NO REGIME DE EBULIÇÃO NUCLEADA

Isabela Ignácio da Silva, Leonardo Lachi Manetti e Elaine Maria Cardoso

UNESP / Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – Câmpus de Ilha Solteira Av. Brasil, 56 – Centro, Ilha Solteira – SP, 15385-000 E-mail para correspondência: elaine.cardoso@unesp.br

RESUMO: Nas últimas décadas, a necessidade de produzir trocadores de calores mais eficientes e compactos, especialmente na indústria microeletrônica, tem motivado o estudo de novas técnicas para aumentar a transferência de calor por ebulição. A superfície de aquecimento pode ser modificada por meio da presença de protuberâncias (micro aletas, micro pilares), as quais aumentam a área efetiva para a transferência de calor. Dentro desse contexto, o presente trabalho analisa experimentalmente o comportamento térmico de uma superfície de cobre sem a presença de micro aletas - a qual corresponde à superfície de referência - no regime de ebulição nucleada utilizando água deionizada ou HFE-7100, como fluidos de trabalho. As propriedades termofísicas do fluido de trabalho influenciam fortemente o comportamento térmico dos dados experimentais de h em relação a correlações da literatura desenvolvidas para ebulição em piscina está relacionado ao valor para o parâmetro que leva em consideração a influência da interação fluido-superfície explicitamente dependente do ângulo de contato e da rugosidade da superfície aquecida.

Palavras-Chave: superfícies modificadas, ebulição em piscina, coeficiente de transferência de calor.

ABSTRACT: In the last decades, the need to produce more efficient and compact heat exchangers for the microelectronics industry, has been motivating the research on new techniques to increase the boiling heat transfer. The heating surface can be modified by the presence of protuberances (micro-fins, square or cylindrical) that enlarge the effective area for heat transfer. In this context, we analyze experimentally the thermal behavior of a copper heating surface without micro-fins, corresponding to the reference surface, for nucleate boiling regime by using DI-water or HFE-7100, as working fluids. The thermophysical properties of the working fluid strongly influence the thermal behavior in the boiling process; the mean absolute error between the experimental data and the correlations developed for pool boiling is related to the parameter that takes into account the influence of the fluid-surface interaction highly dependent on the contact angle and the heating surface roughness.

Keywords: modified heating surfaces, pool boiling, heat transfer coefficient.

INTRODUÇÃO

Devido à forte demanda do mercado por produtos cada vez mais eficientes, a procura de novas técnicas que maximizem as trocas térmicas em equipamentos, como por exemplo, em dispositivos microeletrônicos, continua em alta. Algumas dessas técnicas consistem em tratar a superfície aquecedora de forma a variar suas características (Kiyomura et al., 2016; Souza et al., 2014). Por exemplo, mediante algum tratamento mecânico ou químico (superfícies nano e/ou micro estruturadas) é possível tratar/modificar a superfície aquecedora, contribuindo para aumentar tanto o coeficiente de transferência de calor (CTC) quanto o fluxo de calor crítico (FCC). Segundo alguns autores (Vafaei, 2015; Wen, 2012), esse aumento se deve ao aumento da rugosidade superficial que acarreta em um aumento da área superficial de transferência de calor e, ao mesmo tempo, no acréscimo de sítios de nucleação.

Superfícies microestruturadas - superfícies com a presença de micro pilares (protuberâncias) - são capazes de proporcionar pequenas perturbações no líquido, auxiliando na dinâmica das bolhas de vapor (micro convecção). Além disso, o arranjo desses micro pilares pode aumentar a densidade de sítios de nucleação ativos levando a um aumento do CTC. As micro/nano aletas, pilares e/ou pinos são estruturas geralmente feitas de silício, mas também podem ser feitas de outro material termicamente condutor, auxiliando na remoção de calor. Estas estruturas projetam-se para fora da superfície, aumentando a área da superfície aquecedora e alterando o escoamento do fluido. As micro aletas podem ter diferentes formas e tamanhos e, também, podem estar dispostas em diferentes padrões a fim de melhorar a transferência de calor (Lu et al., 2016).

Para a realização do presente estudo, são necessários ensaios experimentais no regime de ebulição nucleada, tanto em superfícies lisas (as quais correspondem a superfícies de referência) quanto em superfícies modificadas (micro e/ou nano estruturadas). Este trabalho aborda a primeira etapa de testes experimentais, que correspondem aos testes sobre superfícies de aquecimento lisas (sem protuberâncias), no regime de ebulição nucleada para a água deionizada ou HFE-



7100, como fluidos de trabalho. Desta forma, o presente trabalho contribui para a análise da influência do tratamento superficial no coeficiente de transferência de calor (CTC).

METODOLOGIA

A superfície de aquecimento utilizada nos experimentos consiste em uma superfície de cobre plana, com dimensões de 16 x 16 mm², polida com lixa #600 (corresponde a uma rugosidade superficial média, $R_a = 0,14 \mu m$). Os fluidos de trabalho utilizados são água-deionizada ou o refrigerante HFE-7100; ambos com volume igual a 400 mL.

Aparato Experimental

Os ensaios de ebulição em piscina foram realizados em uma bancada experimental, cujo desenho esquemático é apresentado na Fig. 1, o qual indica os principais componentes como seção de testes, banhos termostáticos, fonte de alimentação, sistema de aquisição de dados e o computador para aquisição e pré-tratamento dos dados. A fonte de potência de até 750 W, com tensão elétrica variando entre 0 – 300 Vcc, está conectada à resistência elétrica do tipo cartucho (300 W/220 V). As aquisições dos sinais dos termopares, da tensão elétrica do transdutor de pressão e da tensão aplicada na resistência, foram feitas por meio de um sistema de aquisição de dados AGILENT 34970A.



Figura 1. Desenho esquemático do aparato experimental.

A câmara de ebulição é composta por uma cuba de vidro de 5 mm de espessura e dimensões 100 x 100 x 200 mm, duas chapas de aço inoxidável AISI 316 com dimensões de 150 x 150 x 10 mm, um condensador tipo serpentina de cobre e a seção de testes, conforme mostra a Fig. 2. Para as vedações da câmara de ebulição e da cuba de vidro utiliza-se borracha nitrílica e silicone.



- 1) Válvula esfera mini para retirada de fluido
- 2) Placa de aço inox
- 3) Cuba de vidro
- 4) Barra de rosca sem fim
- 5) Porcas e arruelas
- 6) Transdutor de pressão
- 7) Válvula para carregamento do fluido
- 8) Condensador de cobre
- 9) Resistências auxiliares
- 10) Base de apoio
- 11) Seção de testes



O banho termostático é utilizado para controlar a temperatura do condensador, tipo serpentina, localizado na parte superior da câmara de ebulição. Um transdutor de pressão permite medir a pressão no interior da câmara de ebulição, a qual foi mantida próxima a pressão atmosférica (98 kPa em Ilha Solteira – SP, Brasil) durante os testes em ebulição. A parte superior da câmara de ebulição possui uma válvula para realização de vácuo e posterior carregamento do fluido de trabalho. Aquecedores auxiliares, fixados na parte interna da câmara de ebulição, têm a função de manter a temperatura do líquido à temperatura de saturação.



A seção de teste, mostrada na Fig. 3, é composta por um tarugo de cobre com seção transversal quadrada (16 x 16 x 60 mm³) contendo três termopares tipo K com diâmetros de 0,5 mm, fixados no interior de três orifícios localizados ao longo do tarugo de cobre, com o objetivo de determinar as temperaturas e o fluxo de calor entregue ao fluido de trabalho.



Figura 3. Desenho esquemático da seção de testes.

A parte inferior do tarugo de cobre contém uma rosca M16 de acoplamento para fixar à base do bloco de cobre. Durante os experimentos, o bloco de cobre é aquecido por uma resistência elétrica tipo cartucho, alimentada pela fonte de potência. O isolamento térmico da seção de testes é feito com uma peça de politetrafluoretileno e a parte do bloco de cobre que permanece no exterior da câmara de ebulição está isolada termicamente com vermiculita.

Procedimento Experimental

Os experimentos foram realizados utilizando água-deionizada ou HFE-7100, como fluidos de trabalho, em condições saturadas, à pressão atmosférica. As condições saturadas são asseguradas mantendo a diferença entre a temperatura do fluido de trabalho, dentro da câmara de ebulição, e a temperatura de saturação, estimada pelo transdutor de pressão, dentro da faixa de incerteza do termopar ($\pm 0,3$ °C).

Antes de cada ensaio, realiza-se vácuo na câmara de ebulição e, então, faz-se o carregamento do fluido de trabalho, sendo a pressão na câmara equalizada com a pressão atmosférica após o carregamento. As condições de teste são determinadas por monitoramento da pressão e temperatura dentro da câmara de ebulição. Uma vez estabilizadas as condições de teste e o processo de ebulição iniciado, o fluxo de calor imposto é crescente em um intervalo de 25 a 900 kW/m² para a água e, de 15 a 250 kW/m² para o HFE-7100. A fim de garantir a estabilização do regime, cada patamar de fluxo de calor aplicado tem duração de no mínimo 1500 segundos, mas somente os dados de temperatura para os últimos 500 segundos do intervalo de teste são considerados na análise. A condição de estabilização do regime caracteriza-se por variações na temperatura dentro da faixa de incerteza de sua medição.

Equações governantes

Os valores de temperatura foram obtidos por um sistema de aquisição de dados. Utilizando as medidas obtidas por três termopares posicionados no tarugo de cobre (T_1 , T_2 , T_3), e a partir da lei de Fourier, considerando condução unidimensional em regime permanente, foi possível calcular o fluxo de calor entregue ao fluido de trabalho. Desta forma, obteve-se três fluxos de calor, em que a média consiste em uma boa aproximação para o fluxo de calor fornecido ao fluido, conforme Eq. (1) e (2):

$$q_{12} = \frac{k_c(T_2 - T_1)}{L_{21}}; q_{23} = \frac{k_c(T_3 - T_2)}{L_{32}}; q_{13} = \frac{k_c(T_3 - T_1)}{L_{31}}$$
(1)

$$q_{fluido} = \frac{q_{12} + q_{23} + q_{13}}{3} \tag{2}$$

onde k_c é a condutividade térmica do cobre na temperatura média do tarugo, e L_{21} , L_{32} e L_{31} são as distâncias entre os termopares.

Um esquema representativo do tarugo de cobre e a localização dos termopares encontram-se na Fig. 4.



Figura 4. Desenho esquemático da seção de testes com a localização dos termopares.

Com o valor do fluxo de calor, é possível calcular a temperatura da superfície aquecida (T_p) , utilizando mais uma vez a Lei de Fourier entre os termopares T_p e T_1 , admitindo que as perdas radiais sejam desprezíveis. Assim, pela Eq. (3), tem-se:

$$T_p = T_1 - \frac{q_{fluido}L_{1p}}{k_c} \tag{3}$$

Portanto, a partir da lei de Newton do resfriamento, pode-se realizar o cálculo do coeficiente de transferência de calor, h, dado pela Eq. (4):

$$h = \frac{q_{fluido}}{\Delta T_{sat}} \tag{4}$$

na qual, $\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat} (p_{atm})$

Sendo $T_{sat}(p_{atm})$ a temperatura de saturação do fluido de trabalho à pressão atmosférica local ($p_{atm} = 98$ kPa).

A incerteza na temperatura é de \pm 0,3 °C. As incertezas para os demais parâmetros, fluxo de calor e coeficiente de transferência de calor, são estimados de acordo com o método proposto por Guide to the expression of uncertainty in measurements (GUM, 2008). Para todos os testes, a incerteza experimental para o fluxo de calor e para o coeficiente de transferência de calor varia de 2,6% a 13,5%, e de 4,2% a 19,1%, respectivamente.

As perdas térmicas são calculadas por meio da medição do fluxo de calor aplicado e a medição do fluxo de calor médio, Eq. (2). As perdas térmicas são da ordem de 15%, corroborando a hipótese de fluxo de calor unidimensional feita para o cálculo do fluxo de calor e da temperatura da superfície. Ressalta-se que análise similar foi realizada por Sarafraz, Hormozi e Peyghambarzadeh (2016).

Correlações para ebulição em piscina

Para a presente análise experimental utilizou-se de três correlações fornecidas pela literatura: Rohsenow (1952), Li et al. (2014) e Kiyomura et al. (2017). Além destas, também utilizou-se o ajuste de curva proposto por Stephan (1992) a fim de validar os testes experimentais.

A correlação de Rohsenow (1952) é dada pela Eq. (5):

$$h = \frac{1}{c_{sf}} P r_l^{-s} \frac{q''^{c_{pl}}}{h_{lv}} \left(\frac{\mu_l h_{lv}}{q''}\right)^r \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}\right]^{-\frac{1}{2}r}$$
(5)

na qual s = 1 e r = 1/3 para água e s = 1,7 e r = 1/3 para o HFE-7100; $\mu_b h_{lv}$, c_{pl} , e Pr_l representam, respectivamente, a viscosidade do líquido (kg/m.s), o calor latente de vaporização (J/kg), o calor específico do líquido (J/kg.K) e o número de Prandtl do líquido, obtidos à pressão atmosférica (98 kPa). Csf é um coeficiente que depende do material, do acabamento da superfície de aquecimento e do fluido de trabalho. Baseando-se no estudo de Vachon, Nix e Tanger (1968) adotou-se $C_{sf} = 0,0147$ para água; já, para HFE-7100, adotou-se $C_{sf} = 0,00316$ baseado no trabalho de Priarone (2005).

A correlação de Li et al. (2014) é dada pela Eq. (6):

$$\frac{c_{pl}\Delta T_{sat}}{h_{lv}} = 0.013C_s^{-0.33} \left[\frac{q}{h_{lv}\mu_l} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.33} Pr_l$$
onde,
$$C_r = (1 - \cos\theta)^{0.5} \left[1 + \frac{5.45}{2} \right] \gamma^{-0.04} \theta = MAX(\theta, 15^\circ)$$
(6)

$$C_s = (1 - \cos\theta)^{0.5} \left[1 + \frac{5,45}{(R_a - 3,5)^2 + 2,61} \right] \gamma^{-0.04}, \theta = MAX(\theta, 15^\circ)$$



na qual, $\gamma = \sqrt{\frac{k_s \rho_s c_{ps}}{k_l \rho_l c_{pl}}}$ corresponde à influência do material da superfície de aquecimento. Como mencionado pelos autores, o efeito de γ é desprezível quando comparado aos efeitos de θ e R_a , sendo θ o ângulo de contato estático e R_a , a rugosidade média da superfície, respectivamente.

A correlação de Kiyomura et al. (2017) é dada pela Eq. (7):

$$\frac{hL_b}{K_l} = 154 \left[\left(\frac{c_{pl} T_{sat}}{h_{lv}} \right)^{1.72} \left(\frac{c_{pl} \mu_l}{k_l} \right)^{-0.34} \left(\frac{D_b q''}{\mu_l h_{lv}} \right)^{0.62} \left(\frac{s}{L_b} \right)^{-0.05} \right]$$
(7)

onde,

$$D_b = 0.0208\theta L_b \text{ e } L_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$$

sendo D_b o diâmetro de partida da bolha de vapor, L_b o comprimento característico, k_l a condutividade térmica do fluido, e T_{sat} a temperatura de saturação do fluido de trabalho.

Por fim, Stephan (1992) propôs o ajuste de curva para o regime de ebulição nucleada conforme descrito na Eq. (8):

(8)

 $h = Cq^{"n}$

no qual C é um coeficiente que depende do par fluido-superfície e n é o expoente do fluxo de calor.

O erro absoluto médio (*mean absolute error*, MAE) entre os resultados experimentais e as correlações pode ser calculado a partir da Eq. (9):

$$MAE = \frac{\sum_{i=1}^{N} \left| \frac{h_{i,exp} - h_{i,correlação}}{h_{i,correlação}} \right|}{N}$$
(9)

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Figura 5 apresenta a curva de ebulição para água deionizada como fluido de trabalho, em condições saturadas à pressão atmosférica, sobre uma superfície plana de cobre sem modificação superficial (lisa).



Figura 5. Curva de ebulição utilizando água deionizada, em condições saturadas, como fluido de trabalho.

A Figura 6, por sua vez, apresenta os dados obtidos experimentalmente em comparação com as correlações de Rohsenow (1952), Li et al. (2014) e Kiyomura et al. (2017), desenvolvidas para a ebulição em piscina. Também, na Fig. 6, apresenta-se o ajuste da curva baseando-se no trabalho de Stephan (1992).

Analisando a curva do coeficiente de transferência de calor, h, para a água deionizada, observa-se que os resultados experimentais são próximos dos valores previstos pela correlação de Rohsenow (1952), com erro percentual médio de 4,0%. Por outro lado, os dados experimentais para o h do presente trabalho possuem um erro absoluto médio (MAE) relativamente alto em comparação com as demais correlações sendo, 23,5% em relação à correlação de Kiyomura et al. (2017) e, 19,9% em relação à correlação de Li et al. (2014).



Figura 6. Comparação do *h* experimental obtido para a ebulição da água deionizada com os dados obtidos pelas correlações de Rohsenow (1962), Li et al. (2014) e Kiyomura et al. (2017), desenvolvidas para ebulição em piscina.

Nos ajustes da curva observa-se que os valores de n são da ordem de 0,6. Tal resultado concorda com os obtidos por Stephan (1992), o qual reportou que no regime de ebulição nucleada, o valor de n situa-se geralmente entre 0,6 e 0,8.

A Figura 7 apresenta a curva de ebulição para o HFE-7100, em condições saturadas à pressão atmosférica, sobre uma superfície plana de cobre sem modificação superficial (lisa).



Figura 7. Curva de ebulição utilizando HFE-7100, em condições saturadas, como fluido de trabalho.

A comparação dos h's obtidos experimentalmente com as correlações de Rohsenow (1952), Li et al. (2014) e Kiyomura et al. (2017), desenvolvidas para a ebulição em piscina, está apresentada na Fig. 8. Nesta também apresentase o ajuste da curva baseado na relação entre o coeficiente de transferência de calor e o fluxo de calor, conforme Stephan (1992).

O coeficiente de transferência de calor, h, obtidos experimentalmente estão próximos dos valores calculados pela correlação de Rohsenow (Eq. 5) e Kiyomura et al. (Eq. 7), sendo o erro médio absoluto de 11,0% e 11,7%, respectivamente. A maior discrepância ocorre para os valores de h calculados com a correlação de Li et al. (Eq. 6), sendo que o valor do coeficiente C_s utilizado foi 0,0284, o qual corresponde a combinação cobre/HFE-7100 calculado através dos parâmetros γ , Θ , R_a .







CONCLUSÕES

Neste estudo foram abordados os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada para a água e para o HFE-7100, em condições saturadas à $p_{atm} = 98$ kPa, sobre uma superfície de cobre lisa (sem micro ou nano estruturas).

A partir do estudo apresentado observa-se que as propriedades termofísicas do fluido de trabalho (temperatura de saturação à pressão atmosférica, molhabilidade, calor latente de vaporização) influenciam o comportamento térmico no processo de ebulição, uma vez que, para o mesmo valor de fluxo de calo aplicado ($q^{"} \approx 200 \text{ kW/m}^2$), a água possui um CTC mais elevado (aproximadamente 50%) quando comparado ao HFE-7100.

Para ambos os fluidos de trabalho, os dados experimentais obtidos concordam com o coeficiente *n* de Stephan (1992), sendo igual a 0,6 para a água e 0,7 para o HFE-7100, e com a correlação de Rohsenow (1962), sendo o erro absoluto médio de 4% e 11% para a água e o HFE-7100, respectivamente. O desvio dos resultados para o fluido HFE-7100 em relação à correlação de Li et al. (2014) está relacionado ao valor para o parâmetro C_s ; para a correlação de Rohsenow (1952) o parâmetro que depende da combinação superfície-fluido deve ser obtido previamente baseando-se em dados experimentais de ebulição nucleada. Além disso, o efeito da rugosidade da superfície e o ângulo de contato não são explícitos, enquanto na correlação de Li et al. (2014), o parâmetro que leva em consideração a influência da interação fluido-superfície é estimado explicitamente em função do ângulo de contato e da rugosidade da superfície aquecida.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem pelo apoio financeiro fornecido pelo PPGEM – UNESP/FEIS, Conselho Nacional de Tecnologia e Desenvolvimento Científico do Brasil (Processo 458702/2014-5), FAPESP (Processos 2013/15431-7, 2014/07949-9, 2014/19497-5, 2015/04025-3, 2017/04276-1 e 2017/13813-0). Os autores estendem ainda sua gratidão ao Prof. Dr. Alessandro Roger Rodrigues - EESC/USP por fornecer as superfícies modificadas que serão utilizadas.

REFERÊNCIAS

- BUREAU INTERNATIONAL DES POIDS ET MESURES; ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION. Guide to the expression of uncertainty in measurement. International Organization for Standardization, 2008.
- Kiyomura, I.S., Manetti, L.L., Cunha, A.P., Ribatski, G., Cardoso, E.M., An analysis of the effects of nanoparticles deposition on characteristics of the heating surface and on pool boiling of water, International Journal of Heat and Mass Transfer 106 (2017) 666–674.
- Kiyomura, I.S., Mogaji, T.S., Manetti, L.L., Cardoso, E.M., A predictive model for confined and unconfined nucleate boiling heat transfer coefficient. Applied Thermal Engineering, v. 127, p. 1274-1284, 2017.
- Li, Y.Y., Chen, Y. J., Liu, Z.H., A uniform correlation for predicting pool boiling heat transfer on plane surface with surface characteristics effect, Int. J. Heat Mass Transfer 77 (2014) 809–817.
- Lu, L., Fu T., Tang, Y., Tang, T., Tang, B., Wan, Z. A novel in-situ nanostructure forming route and its application in pool-boiling enhancement. Experimental Thermal and Fluid Science. v. 72, p. 140–148, 2016.
- Priarone, A., Effect of surface orientation on nucleate boiling and critical heat flux of dielectric fluids. International Journal of Thermal Sciences, v 44, p. 822-831, 2005.



- Rohsenow, W. M., A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids, Trans. ASME J. Heat Transfer 74 (1952) 969–976.
- Sarafraz, M. M.; Hormozi, F.; Peyghambarzadeh, S. M. Pool boiling heat transfer to aqueous alumina nano-fluids on the plain and concentric circular micro-structured (CCM) surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 72, p. 125–139, 2016.

Souza, R.R., Passos, J.C., Cardoso, E.M., Influence of nanoparticle size and gap size on nucleate boiling using HFE7100, Exp. Thermal and Fluid Science, Vol. 59, pp. 195-201, 2014.

Stephan, K. Heat transfer in condensation and boiling. Berlin: Springer-Verlag, 1992.

Vachon, R. I., Nix, G. H., and Tanger, G. E., Evaluation of Constants for the Rohsenow Pool-Boiling Correlation, 1968, ASME J. Heat Transfer, 90, pp. 239–246.

Vafaei, S. Nanofluid pool boiling heat transfer phenomenon. Powder Technology, v. 277, p. 181-192, 2015.

Wen, D. Influence of nanoparticles on boiling heat transfer, Appl. Therm. Eng. 41 (2012) 2-9.

ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

Desenvolvimento de um corpo de prova aquecido para transferência de calor

Marcelo Silveira¹ e Jhon Goulart² Grupo de Mecânica Experimental e Computacional – GMEC Universidade de Brasília – St. Leste Proj. A, Brasília - DF marcelosilveira.assis@gmail.com¹, jvaz@unb.br²

RESUMO: O trabalho descreve o desenvolvimento de um corpo de testes para o estudo de medição de coeficiente de transferência de calor convectivo. O corpo de teste consiste de um filme metálico fino através do qual é aplicada uma corrente elétrica para aquecer o filme fino sobre uma placa plana. A temperatura na superfície do filme foi medida utilizando uma câmera térmica o que permitiu o cálculo dos fluxos de calor no plano do filme aquecido. Para que o filme consiga gerar uma diferença de temperatura alta o bastante sem utilizar correntes altas, o filme deve ter uma espessura muito pequena, da ordem de 1 µm. Portanto, o filme teve que ser cuidadosamente dimensionado para que a corrente elétrica necessária ficasse dentro dos limites impostos pela fonte utilizada, além do mais seria desejável a construção do corpo de teste utilizando materiais de custo de aquisição relativamente baixo, permitindo assim um ciclo de prototipagem mais rápido. O corpo de teste final apresentou uma distribuição de temperatura bem próxima de um modelo idealizado com incertezas de temperatura de apenas 4% e com fluxos de calor 'perdidos' inferiores a 0,10W.

Palavras-Chave: filme fino, campo de temperatura, imageamento térmico, transferência de calor, convecção

ABSTRACT: This paper describes the development of a prototype for natural convection tests, which might also be applied in forced convection tests inside a wind tunnel. The prototype consists in a thin metallic film through which an electric current is applied to heat the film over a flat panel. The film's surface temperature was measured by a thermal camera, which allowed the calculation of the heat fluxes on the film's plane. In order to produce a high enough surface temperature difference without using too high electric currents, the film must have a very small thickness, in the 1 µm order of magnitude. Therefore, the film must be carefully dimensioned so the electric current would be within the limits imposed by the current generator used, beyond that, it would be highly desirable to use materials that would not imply in high acquisition costs, thus allowing a faster prototyping cycle. The final prototype presented a temperature field very close to the idealized model with temperature uncertainties were considerably small, around 4% and with 'lost' heat fluxes below 0.10 W.

Keywords: thin film, temperature field, thermal imaging, heat transfer, convection

INTRODUÇÃO

A transferência de calor por convecção possui aplicações fundamentais na engenharia, muitas das quais são diretamente afetadas pelas condições do escoamento, portanto é de fundamental importância o desenvolvimento de um corpo de prova para testes de transferência de calor por convecção. O corpo de prova deve apresentar um bom comportamento em um regime de convecção natural antes de ser exposto a um regime de convecção forçada.

A medição das temperaturas do corpo de prova é necessária para o cálculo dos fluxos de calor envolvidos na interação entre uma placa aquecida e o ambiente. Porém os métodos tradicionais de medição de temperatura de uma placa aquecida permitem a medição apenas em um ponto ou afetamas condições do escoamento ao redor do objeto de interesse, portanto uma metodologia com base em imageamento térmico deve ser utilizada (Nakamura et al., 2012). O corpo de teste deve então ser desenvolvido especialmente para esse método de medição de temperatura em regime permanente. A aplicação de imagens térmicas permite também a medição de temperaturas em regime transiente (Oyakawa, et al. 2000) embora o escopo deste experimento seja restrito à convecção em regime permanente.

O objetivo desse trabalho é apresentar os protótipos, até aqui desenvolvidos, de uma célula aquecida para medição de coeficiente convectivo de transferência de calor. É também objetivo desse trabalho aplicar a técnica de imageamento termográfico na avaliação dos protótipos.

Os procedimentos descritos nesse artigo relatam a primeira parte de um projeto de pesquisa vinculado à projeto de pesquisa financiado pela Fundação de Apoio à Pesquisa do DF.

METODOLOGIA



O experimento consiste no desenvolvimento de um corpo de teste para avaliação da convecção do calor em uma placa plana aquecida exposta a umescoamento forçado. Para reduzir as incertezas devido às perdas de calor por condução, o corpo de teste deve apresentar um bomisolamento térmico entre a seção do filme fino analisado e o substrato do mesmo.

O corpo de teste deve ter dimensões que permitam o gradiente térmico desejado com uma corrente elétrica limitada em 5A devido às limitações da fonte de corrente disponível no laboratório. Além disso, é desejável que o corpo de teste utilize materiais de fácil aquisição, de forma a evitar um alto custo em cada iteração dos protótipos.

- O ciclo de prototipagem envolve os seguintes passos: 1. Dimensionamento do filme metálico aquecido:
 - Seleção de materiais para a construção do filme metálico e do substrato;
 - Secção de materiais para a construção do nine inclanco
 Construção de um protótipo;
 - 4. Testes de conectividade elétrica e medição do campo de temperatura por meio de imageamento térmico;

Ao final, o protótipo deve apresentar um perfil de temperatura constante ao longo do comprimento y-ilustrado na Figura 1 abaixo – próximo de uma parábola assim como uma baixa potência dissipada para o substrato. Como a análise se dá em regime permanente, a capacidade térmica do sistema não é de grande importância.

ANÁLISE TEÓRICA



Figura 1 - Diagrama do filme aquecido

A Figura 1 ilustra o diagrama do filme fino aquecido, com a região coberta por tinta de alta emissividade ilustrada em cinza, os terminais do filme em ouro, a corrente elétrica aplicada ao longo do filme fino assim como as direções x e y do filme. Em magenta, estão ilustrados os caminhos C₁ e C₂ que são utilizados no cálculo do fluxo de calor dissipado para o substrato. O corpo de teste apresenta transferência de calor por condução para o substrato, por radiação e convecção para o ambiente. O corpo de teste utilizado tem 20mm de comprimento e 120mm de largura e está incialmente exposto à convecção livre.

Segundo Çengel e Ghajar, 2015, pode-se obter a distribuição de temperaturas em uma placa aquecida a temperatura uniforme através do conjunto de equações (1), (2) e (3). O filme metálico apresenta transferência de calor por convecção livre, radiação e condução no pano bidimensional (xy). A condução através do substrato pode ser ignorada sem grandes prejuízos devido à baixa condutividade térmica do material utilizado. Com essas condições, o fluxo de calor na superfície da placa é calculado por:

$$\dot{Q}_{in} \equiv \dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{loss} \tag{1}$$

$$Q_{rad} = 2 * \epsilon_{filme} \sigma(l_a^2)(\bar{T}_s^4 - T_{\infty}^4) + \epsilon_{tinta} \sigma(A_s - 2 l_a^2)(\bar{T}_s^4 - T_{\infty}^4)$$
(2)

$$\dot{Q}_{conv} \approx h_{ap} A_s (\bar{T}_s - T_\infty)$$
 (3)

Em que:

As	Área de superfície total do filme
C_1, C_2	Bordas do filme metálico, (Figura 1)
h _{ap}	Coeficiente convectivo calculado analiticamente (Çengel e Ghajar 2015)
j	Corrente elétrica aplicada no filme metálico
kp	Coeficiente de condução de calor do substrato
la	Comprimento do filme metálico (Figura 1)
lb	Largura do filme metálico (Figura 1)
Qconv	Fluxo de calor dissipado por convecção
\dot{Q}_{loss}	Fluxo de calor dissipado para o substrato
Qout	Fluxo de calor total dissipado pelo filme
\dot{Q}_{rad}	Fluxo de calor dissipado por radiação
Qxy	Fluxo de calor na face superior do substrato
Qxy,x	Fluxo de calor na face superior do substrato na direção x



t	Espessura do filme metálico
T∞	Temperatura do ar
\overline{T}_{s}	Temperatura média na superfície do filme
t _{subs}	Espessura do material utilizado no substrato
T _{xv}	Temperatura na face superior do corpo de prova medida pela câmera térmica
Efilme	Coeficiente de emissividade do filme
Etinta	Coeficiente de emissividade da tinta
ρ	Coeficiente de resistividade do filme metálico
, σ	Constante de Boltzmann

A temperatura média da superfície do filme aquecido pode ser calculada com base no campo de temperatura medido pela câmera térmica e nas dimensões do filme aquecido.

$$\bar{T}_s = \frac{1}{A_s} \iint T_{xy} dA \tag{4}$$

As perdas de calor são calculadas como a integral do fluxo térmico (W/m^2) ao longo das bordas do filme metálico, como segue

$$Q_{loss} = \int_{0}^{t_{subs}} \int_{-\frac{l_{b}}{2}}^{\frac{l_{b}}{2}} \dot{Q}_{xy} \Big|_{x=-\frac{l_{a}}{2}} dy dz - \int_{0}^{t_{subs}} \int_{-\frac{l_{b}}{2}}^{\frac{l_{b}}{2}} \dot{Q}_{xy} \Big|_{x=\frac{l_{a}}{2}} dy dz$$
(5)

Em que:

$$\dot{Q}_{xy} = -k_p \nabla T_{xy} \tag{6}$$

O calor total dissipado por radiação e convecção podem ser calculados ao se estabelecer uma temperatura alvo para \overline{T}_s e calcular os valores de \dot{Q}_{conv} e \dot{Q}_{rad} para as temperaturas desejadas. Considerando $T_{\infty} = 25^{\circ}$ C e $\overline{T}_s = 50^{\circ}$ C obtém-se que cada filme metálico dissipa 0,653 W por convecção e radiação, com isso pode-se calcular a corrente e a espessura necessárias.

Potência elétrica dissipada

A potência elétrica dissipada pelo filme metálico é uma função da densidade de corrente J, da resistividade do material e das dimensões do filme metálico l_a , l_b e espessura. Enquanto a densidade de corrente pode ser descrita como uma função da corrente aplicada j, do comprimento l_a (vide Figura 1) e da espessura do filme metálico.

$$J = \frac{J}{l_a t} \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{in} = \frac{J^2}{\rho \ l_a \ l_b \ t} \tag{8}$$

Devido às limitações dos equipamentos disponíveis no laboratório, a corrente elétrica é limitada pela fonte de corrente disponível no laboratório, modelo Minipa MPL-3305 com corrente máxima de 5 A. A espessura e corrente elétrica necessárias podem ser calculadas ao se igualar as equações (1) e (8).



Figura 2, Curvas de potência dissipada em função da espessura do material para correntes de 1 a 4A



Os dados da Figura 2 podem ser interpretados de forma alternativa ao se fazer uma troca de variáveis para se obter a espessura necessária em função da corrente disponível.



Figura 3, espessura necessária para o filme em função da corrente aplicada.

A linha contínua Figura 3 ilustra a espessura necessária para obter a temperatura desejada no filme metálico enquanto a linha vermelha tracejada ilustra a espessura aproximada do filme fino selecionado.

DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPOS

Em um artigo de escopo similar a este (Nakamura e Yamada 2013) foram utilizados dois filmes metálicos de titânio com 2 µm de espessura sobre um substrato de resina acrílica de 6mm de espessura sendo que a região encoberta pelo filme metálico foi removida para evitar perdas de calor para o substrato. Além disso, o filme metálico de titânio não foi coberto com tinta de alta emissividade para reduzir a capacidade térmica do sistema. O artigo de Nakamura é focado na análise da transferência de calor em regime transiente (Nakamura e Yamada 2013) enquanto este trabalho é voltado para transferência de calor em regime permanente.

Como discutido na seção anterior, na equação (8), o fluxo de calor dissipado é dependente da corrente aplicada no filme metálico, das condutividade elétrica do material do filme e da espessura do mesmo. Portanto é necessário um dimensionamento dos componentes do protótipo antes da construção do mesmo.

Condutividade térmica do substrato

O material escolhido foi o papel pluma de 6mm de espessura porque apresenta boas propriedades de isolamento térmico, baixo custo de aquisição e facilidade de construção. O papel pluma apresenta duas camadas de papel de aproximadamente 1 mm de espessura e um núcleo de espuma com 4 mm de espessura. As camadas de papel permitem a aplicação de verniz mordente que torna a aplicação do filme metálico mais fácil enquanto o núcleo de espuma diminui a transferência de calor através do substrato. O papel também tem um coeficiente de condutividade térmica baixo, o que minimiza as perdas de calor no plano da interface do substrato e do filme metálico.

O substrato poderia ser construído em resina acrílica, porém as perdas por condução seriam maiores, além disso o verniz mordente não apresenta boa adesão à uma superfície lisa como uma placa de resina acrílica.

Resistência elétrica baixa

Se o material escolhido tiver uma resistividade muito baixa seria necessária uma corrente elétrica muito alta, uma espessura extremamente fina ou um corpo de prova com área muito pequena.

Material	Resistividade $-\rho [\Omega m]$	Emissividade – ε
Aço inoxidável 301	15 E-8	0,075
Alumínio	2,65 E-8	0,04
Metal holandês	15,08 E-8	0,06
Níquel – Cromo	100-150 E-8	0,65-0,79
Titânio	43 E-8	0,19

 Tabela 1 - Lista de propriedades térmicas e elétricas dos materiais, (The Engineering Toolbox 2017)

Folhas de alumínio de aproximadamente 20 µm estão disponíveis no mercado a um custo baixo, porém existem folhas metálicas de outros metais utilizadas comumente em artesanato. Devido a disponibilidade, o material escolhido é o metal holandês (mais conhecido como imitação de folha de ouro 2 ½). Esse metal é um tipo de latão com aparência similar ao ouro 22K e composto por liga de 85% cobre e 15% zinco. (The Gold Vault 2017).



Espessura do filme metálico

Como mencionado na Análise teórica, a potência elétrica dissipada é uma função da corrente elétrica e da espessura do material e da geometria do filme metálico. Porém, a corrente elétrica é limitada devido aos limites da fonte de corrente disponível no laboratório e a geometria tem dimensões definidas, portanto pode-se variar a corrente aplicada ou a espessura do filme. Com base nos limites de corrente da fonte e das propriedades de cada material pode-se calcular a espessura máxima do filme ao se calcular a espessura em função da corrente para j = 5A.

Existem no mercado filmes finos de titânio com espessura de 2 µm a um alto custo de aquisição, porém a corrente necessária para o aquecimento seria substancialmente menor do que seria para um filme de alumínio, aço ou metal holandês com a mesma espessura.

Resolvendo as equações da modelagem teórica para cada um dos materiais e fazendo j=5 A, calcula-se a espessura máxima do filme aquecido resultando em: 47,8274 μ m para o níquel-cromo; 16,4526 μ m para o titânio; 5,7393 μ m para o aço 301; 5,7392 μ m para o metal holandês e 1,0139 μ m para o alumínio. Portanto, o material que se adequa melhor aos requisitos dos protótipos e que não tenha um custo de aquisição muito alto é o filme de metal holandês que pode ser obtido com espessura próxima de 0,4 μ m. A espessura da folha metálica utilizada é bem menor do que a espessura máxima, isso permite o uso de uma corrente elétrica menor (1,54 A) nos testes necessários, o que também adiciona uma flexibilidade no uso do corpo de prova para uso em testes de convecção forçada.

Emissividade do filme metálico

Os filmes metálicos possuem emissividade muito baixa, 0,04 para o alumínio e 0,06 para o latão (The Engineering Toolbox 2017). Para possibilitar o uso de uma câmera térmica para capturar o campo de distribuição de temperatura é necessário cobrir o filme metálico com tinta preta fosca. O processo de aplicação da tinta deve ser feito com cuidado de forma a não cobrir os terminais o que impossibilitaria o contato elétrico entre os terminais e o filme metálico.

O material ideal do ponto de vista das propriedades seria o titânio, porém um filme fino de titânio com a espessura necessária tem custo de aquisição alto, portanto seu uso para prototipagem se tornaria proibitivo. Portanto, os materiais escolhidos para a prototipagem são alumínio e metal holandês devido ao equilíbrio entre as propriedades avaliadas e o custo de aquisição baixo.

Conexão elétrica entre os terminais e o filme

Inicialmente esse foi o maior obstáculo encontrado porque o material é fino demais para ser soldado e a temperatura do ferro de solda é alta o bastante para danificar o verniz mordente, portanto outras abordagens tiveram que ser utilizadas. Primeiro optou-se por alimentar o filme metálico pela face inferior, entre o substrato e filme metálico, mas essa configuração se demonstrou instável e propensa à pontos de concentração de corrente e rasgos próximos aos contatos.

A iteração seguinte utiliza duas barras cilíndricas de cobre de 5mm de diâmetro para a alimentação do filme metálico. A Figura 4 ilustra o protótipo em questão antes da aplicação da tinta de alta emissividade com os contatos fixados temporariamente.



Figura 4, Protótipo 4 em teste de conectividade antes da aplicação de tinta de alta emissividade

Essa configuração se mostrou instável e propensa a pontos de concentração de corrente. Além do mais o protótipo ilustrado na Figura 4 apresentou uma falha na aplicação do filme metálico, gerando um forte ponto de concentração de corrente não relacionado à posição dos contatos e sim devido a uma falha na aplicação do filme metálico no substrato.

A iteração seguinte utiliza contatos elétricos mais robustos e menos propensos à pontos de concentração de corrente. Os contatos são compostos por pequenas placas de cobre com cerca de 0,5mm de espessura parafusadas com parafusos de 10mm ao substrato. As placas de cobre são mantidas pressionadas no substrato e no filme metálico utilizando porcas e parafusos de 10mm de comprimento. A adição das placas de cobre permite uma conexão elétrica contínua entre os quatro filmes metálicos ligados em série que pode ser visto na Figura 5. A corrente é alimentada por meio de dois parafusos de 25mm que não tinham sido instalados no momento que a foto foi feita.





Figura 5, Protótipo 6 com geometria de filme múltiplo

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A aplicação da corrente é iniciada aproximadamente três minutos antes do início das medições de temperatura para evitar alterações devido a efeitos transientes de transferência de calor.

Passados os três minutos, a temperatura na superfície do corpo de prova é medida utilizando uma câmera térmica modelo FlukeTM Ti 125. Os dados da câmera térmica são então processados para se obter o fluxo de calor e o campo de temperatura.

Medição de temperatura

Alguns dos primeiros protótipos apresentaram problemas antes mesmo da medição do campo de temperaturas, em geral, os problemas ocorreram com a conexão elétrica dos terminais e do filme aquecido. O primeiro protótipo a não apresentar problemas graves desse tipo foi o protótipo 4 (ilustrado na Figura 4 e na Figura 6), porém esse protótipo apresentou uma falha na aplicação da folha de metal holandês o que resultou em um forte ponto de concentração de corrente, sendo esse descartado para utilização.



Figura 6, protótipo 4 com ponto de concentração de corrente gerando temperaturas altas

O protótipo 6 não apresentou problemas nem com conexão elétrica nem com concentração de calor, resultando em um perfil de temperatura mais regular.

Com base no fluxo calor, especificamente na posição em que ocorrem o mínimo e o máximo do fluxo de calor na direção *x*, pode-se calcular a posição das bordas do filme metálico. Com as bordas calculadas, pode-se definir os limites do filme aquecido e calcular a potência dissipada para o substrato ao utilizar essas coordenadas na equação (5). Sabendo as coordenadas das bordas é possível calcular também a rotação da câmera térmica em relação ao centro calculado do filme aquecido. A correção da rotação se faz necessária devido ao fato do modelo de câmera térmica utilizado ser portátil e a borda exata do filme aquecido ser de difícil visualização na imagem térmica devido à diferença relativamente pequena dos coeficientes de emissividade do substrato e da tinta utilizada na cobertura do filme aquecido.

Sabendo o ângulo de rotação e o centro da imagempode-se criar um novo sistema de coordenadas x_{rot} e y_{rot} de forma que o centro do filme fique na orientação vertical, minimizando os efeitos da rotação da imagem nos cálculos dos perfis de temperatura. A temperatura do filme aquecido no plano (xy)_{rot} é obtida por meio de uma interpolação cúbica com base nas temperaturas obtidas pela câmera térmica.



Figura 7, Campo de temperatura e fluxo de calor medido e calculado no protótipo 6

A Figura 8 mostra os perfis de temperatura ao longo da direção x_{rot} do filme metálico em diferentes posições de y_{rot} próximos do centro do filme metálico. Na Figura 8 é notável a distribuição quase constante de temperatura com temperatura média (\overline{T}_s) de 48,9995°C ±2,0042°C, a qual é bem próxima do valor esperado de 50°C. A pequena diferença entre a temperatura média e a temperatura desejada é um forte indicativo de que o substrato é um bom isolante térmico.

Se considerarmos todo o filme aquecido para o cálculo da temperatura média por meio da equação (4), o valor de \overline{T}_s é ainda mais próximo do valor esperado, resultando em 49,754°C ± 2 °C.



Figura 8, perfis de temperatura obtidos

Figura 9, perfil médio de temperaturas

A Figura 9 apresenta, em azul, o perfil médio de temperatura no centro do filme aquecido barras de incerteza da medição da temperatura sem levar em consideração a incerteza de medição da câmera térmica. As linhas tracejadas em cinza apresentam a incerteza combinada da medição da temperatura com a incerteza da câmera térmica. A precisão da medição da câmera térmica utilizada – FlukeTM Ti 125 – para uma temperatura ambiente de 25°C é de ±2°C ou 2%. A incerteza relativa combinada é de apenas 4,13% que pode ser considerado bom para um experimento desse porte.



Cálculo de potência 'vazada'



Figura 10, direções do fluxo de calor

Figura 11, intensidade do fluxo de calor na direção x

A Figura 10 apresenta as direções do fluxo de calor calculado com base na equação (6) assim como as bordas e o centro do filme aquecido calculados com base na distribuição de calor. A Figura 11 apresenta a intensidade do fluxo de calor no plano do filme aquecido na direção x.

A potência dissipada para o substrato é calculada como a integral do fluxo de calor ao longo das bordas do filme aquecido conforme a equação (5). As bordas podem ser calculadas com base na distribuição do fluxo de calor e estão ilustradas na Figura 10. Considerando que o material da superfície do substrato é um papel pouco denso e de baixa condutividade, $k_p = 0,050 \text{ W.m}^1 \text{.K}^{-1}$ (The Engineering Toolbox 2017)[.] a potência dissipada pelo fluxo de calor \dot{Q}_{loss} na direção x_1 é de 0,0226 W. Ao considerear-se que o material utilizado na superfície do filme aquecido é possui condutividade térmica $k_p = 0,180 \text{ W.m}^{-1} \text{.K}^{-1}$ (Çengel e Ghajar 2015)a potência dissipada calculada ainda é pequena, apenas 0,0813 W. Portanto, a potência dissipada para o substrato representa uma fração pequena, representando apenas 3,4% da potência calculada por convecção e radiação.

Ao final, foram construídos e testados seis protótipos.

- 1. O primeiro protótipo apresentou com a fixação dos terminais do filme fino. A tentativa de uso de ferro de solda fez com que o verniz que adere o filme ao substrato criasse bolhas danificando seriamente o filme metálico.
- 2. Para o segundo protótipo tentou-se a fixação por fita adesiva, porém isso não permitia correções porque a folha metálica aderia à fita adesiva.
- 3. No terceiro protótipo tentou-se resolver esse problema ao utilizar duas fitas de cobre alimentando o filme por baixo para evitar perturbações nos futuros testes em túnel de vento. Porém essa configuração causa rasgos na interface entre o filme e o após alguns testes a conexão elétrica foi comprometida.
- 4. O quarto protótipo não apresentou grandes problemas com conectividade elétrica mas a configuração utilizada permitia uma pequena movimentação dos terminais, o que poderia causar problemas futuros. Além disso, ocorreu uma falha na aplicação do filme no substrato o que gerou um grave ponto de concentração de corrente que resultou em temperaturas muito altas como mostrado na Figura **6**.
- 5. O quinto protótipo utilizou um canal no substrato para a inserção das barras de cobre dos contatos. Essa configuração apresentou problemas similares ao protótipo 2.
- 6. No sexto e último protótipo, os problemas de conectividade elétrica foram resolvidos pela fixação dos contatos com parafusos. O sexto protótipo foi o primeiro a utilizar uma geometria com múltiplos filmes.



CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi apresentado os passos para a construção de um elemento aquecido para o cálculo de coeficiente de convecção. Nesse trabalho foram desenvolvidos seis protótipos, dos quais o sexto apresentou uma distribuição de temperatura e fluxos de calor adequados. Os protótipos anteriores apresentam problemas de origens variadas porém a conexão entre os terminais e o filme aquecido se mostrou o problema mais persistente. A questão dos contatos foi resolvida permanentemente pela fixação dos terminais no substrato. O material utilizado para o substrato se mostrou adequado devido a sua fácil utilização e boas qualidades térmicas, o que permitiu uma perda de calor muito pequena no filme aquecido.

O material utilizado na construção do filme aquecido também se mostrou satisfatório, ainda mais considerando que foi utilizado um material de rara aplicação na engenharia. Tudo isso a uma fração do custo de um filme metálico feito com material específico como titânio ou níquel-cromo. Alguns protótipos também poderiam utilizar filmes em alumínio, o que acarretaria em uma corrente aplicada maior, portanto o uso do metal holandês se mostrou ideal.

A diferença entre a temperatura média da superfície e a especificada no dimensionamento foi muito pequena, o que indica que o protótipo foi bem dimensionado. O perfil de temperatura no centro do filme se mostrou bem próximo de uma parábola, sem grandes variações ao longo do eixo y.

As incertezas da medição de temperatura, já levando em conta as incertezas da câmera térmica, também tiveram valores satisfatórios. Considerando uma incerteza de $\pm 2^{\circ}$ C com distribuição retangular para a incerteza da câmera térmica, resultou em uma incerteza combinada de apenas $\pm 2,34^{\circ}$ C ou 5,56% no ponto com maior incerteza combinada. A maior incerteza combinada ocorre em na borda do filme metálico. A medição de temperatura por meio de imageamento térmico se mostrou adequada para os testes realizados, embora a medição da temperatura com um termopar poderia reduzir as margens de incerteza das imagens térmicas e dos parâmetros calculados subsequentemente.

A potência dissipada para o substrato no sexto protótipo representa uma parcela muito pequena, apenas 3,4%, da potência dissipada por convecção e radiação calculadas analiticamente. Enquanto a temperatura média do filme aquecido (49,754°C $\pm 2°$ C) ficou bem próxima da temperatura desejada (50°C). Analisadas em conjunto, esses dois parâmetros indicam que o corpo de teste desenvolvido apresenta um bom comportamento em testes de convecção livre.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer à fundação de apoio à pesquisa do Distrito Federal que provê os fundos utilizados no desenvolvimento deste projeto. Gostaria de agradecer também ao Grupo de Mecânica Computacional e Experimental do campus Gama da UnB por seu fundamental apoio ao longo do desenvolvimento deste projeto

REFERÊNCIAS

- Çengel, Yunus A., e Afshin K. Ghajar. 2015. *Heat and Mass Tranfer: Fundamentals & Applications*. 5th. New York: McGraw-Hill.
- Nakamura, H, S Takaki, and S Yamada. 2012. "Visualization of spatio-temporal heat transfer to a turbulent flow." 15th International Symposium on Flow Visualization, Junho 25-28.

Nakamura, Hajime, e Shunsuke Yamada. 2013. "Quantitative Evaluation of Spatio-Temporal Heat Transfer to a Turbulent Air Flow Using a Heated Thin-Foil." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, September.

Oyakawa, K, T Miyagi, S Oshiro, I Senaha, M Yaga, e M Hiwada. 2000. "Study on Time-Spatial Characteristics of Heat Transfer by Visualization of Infrared Images and Dye Flow." 9th Int. Symp. on Flow Visualization, 233.

The Engineering Toolbox. 2017. *The Engineering Toolbox*. Accessed November 28, 2017. https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html.

The Gold Vault. 2017. *The Origins of Imitation Gold Leaf.* Acesso em 28 de Setembro de 2017. http://www.gold-vault.com/golden_leaf.html.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.



ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA: UMA PROSPECÇÃO TECNOLÓGICA

Rafael Jarbas Barradas do Nascimento, Caio Vitor Alves Feitosa, Armystron Gonçalves Ferreira de Araújo Instituto Federal do Piauí Praça da Liberdade 1597, Teresina, PI, 64000-040 rafael.jarbas.23@hotmail.com

RESUMO: Os processos de ventilação têm como finalidade principal a remoção do ar poluído de um ambiente industrial, o qual contém substâncias perigosas e propícias ao desenvolvimento de doenças pulmonares aos operários como também problemas de corrosão ao maquinário. Um exemplo é a ventilação local exaustora, a qual capta o contaminante diretamente na fonte poluidora. Logo, um dimensionamento correto desse sistema é de suma importância para evitar problemas tanto para os trabalhadores quanto para as máquinas. Objetivou-se com este estudo realizar um rastreamento das pesquisas já desenvolvidas e com resultados patenteados, em relação ao dimensionamento de um sistema de ventilação local exustora, analisando pesquisas com as palavras-chave: *Design, Ventilation e Exhauster*. A busca por patentes foi realizada no *European Patent Office*, no *United States Patent and Trademark Office*, no Banco de dados do Instituto Nacional de Propriedade Industrial do Brasil, no *Web of Science*, no *World Intellectual Property Organization* e os artigos científicos extraídos da base *Scopus* e *Web of Science*. Quando pesquisada as combinações *Design AND Exhauster, Ventilation AND Exhauster*, foram encontras poucas e até nenhum registro de patentes e artigos. Dessa maneira, torna-se interessante a exploração dessas áreas afim de descobrir novas tecnologias e patentear as mesmas.

Palavras-Chave: Dimensionamento, Ventilação, Exaustora

ABSTRACT: The main purpose of ventilation processes is the removal of polluted air from an industrial environment, which contains hazardous substances that are conducive to the development of pulmonary diseases for workers, as well as corrosion problems to machinery. One example is local exhaust ventilation, which picks up the contaminant directly from the polluting source. Therefore, a correct sizing of this system is of paramount importance to avoid problems for both workers and machines. The objective of this study was to carry out a survey of already developed researches and with patented results, in relation to the design of a local ventilation system, analyzing researches with the keywords: Design, Ventilation and Exhauster. The search for patents was carried out at the European Patent Office, the United States Patent and Trademark Office, the National Institute of Industrial Property Database, the Web of Science, the World Intellectual Property Organization and the scientific articles extracted from the Scopus database and Web of Science. When searching for the combinations Design AND Exhauster, Ventilation AND Exhauster, few and even no patent and article registrations were found. In this way, it becomes interesting to explore these areas in order to discover new technologies and patent them.

Keywords: Design, Ventilation, Exhauster

INTRODUÇÃO

Todo processo produtivo pressupõe perdas, as quais normalmente passam ao meio ocupacional participado pelas máquinas e operários. Estas perdas podem ser por processos de fragmentação de substâncias sólidas, os quais geram material particulado e dependendo de suas dimensões, na forma de aerossóis, podendo ser inalado pelo trabalhador (Sá, 2007).

Na soldagem de metais, por exemplo, há geração de fumos e gases, um efeito das reações físico-químicas que acontecem na poça de fusão devida a altas temperaturas. Sendo que, reduzir as emissões desses fumos é impossível, pois fazem parte do processo de soldagem, então é necessário buscar soluções para deixar o ambiente mais adequado e seguro para a saúde dos indivíduos. Essa necessidade faz com que se desenvolvam ideias e técnicas, para tornar os ambientes de trabalho mais agradáveis e menos prejudicial à saúde.

Neste sentido, segundo Fundacentro (2010), as medidas de controle podem ser classificadas de caráter coletivo e de engenharia, se projetadas e aplicadas nos ambientes e nas fontes de geração do poluente nos processos, como os sistemas de ventilação local exaustora (VLE); de caráter administrativo, como aquelas inseridas nos programas de



gestão de risco; de caráter individual, como a utilização de equipamentos de proteção respiratória (EPR) e de vestimentas adequadas, e, também, como de ordem geral, por meio da limpeza e da sinalização dos locais de trabalho.

Diante disso, os sistemas de ventilação ganham destaque em ambientes industriais, em razão dos maiores riscos ocupacionais nesses recintos. De um modo geral, os sistemas de ventilação se classificam como: Ventilação Geral, natural ou mecânica, que é aquela que ventila o ambiente como um todo, também conhecida como Ventilação Geral Diluidora (VGD); e Ventilação Local Exaustora (VLE) que retira as substâncias emitidas diretamente do local de geração, conduzindo-os para a atmosfera externa (Lisboa, 2007).

Segundo Clezar(1999), a ventilação local exaustora(VLE) possui um maior controle dos poluentes gerados em diversos campos de trabalho, pois o contaminante é removido diretamente no ponto onde é gerado, não havendo uma dissolução no ambiente, pois possuem diversos captores que atuam diretamente na fonte de geração do contaminante. Seus componentes são divididos em quatro partes: Captor, Dutos, Ventilador e Coletor.

Assim, com a finalidade de manter o ambiente de trabalho dentro de parâmetros seguros em termos de contaminação do ar e, por conseguinte, preservar a saúde dos trabalhadores, é indispensável que o sistema de exaustão seja projetado, construído, instalado, operado e mantido segundo os melhores preceitos de engenharia. Logo, o objetivo deste trabalho foi realizar um estudo de prospecção tecnológica a respeito do dimensionamento de um sistema de ventilação local exaustora através do rastreamento das pesquisas já desenvolvidas e de resultados patenteados.

O estudo de prospecção foi realizado analisando a evolução das competências tecnológicas traduzidas no número de patentes, com busca nas bases de dados do INPI, Espacenet, USPTO, WIPO, *Web of Science* e artigos científicos extraídos da base *Scopus* e *Web of Science*. Foram analisados também a quantidade de artigos por ano, países com maiores números de publicações e as áreas em que os artigos foram publicados.

METODOLOGIA

No presente trabalho, a prospecção foi baseada na pesquisa de patentes e artigos científicos. Foram utilizadas para a busca de patentes as bases gratuitas do Instituto Nacional de Propriedade Industrial do Brasil (INPI), Escritório Europeu de Patentes (EPO), Escritório de Patentes e Marcas dos Estados Unidos (USPTO), Organização Mundial da Propriedade Intelectual (WIPO), na base de periódicos da *Scopus* e do *Web of Science* utilizando as palavras-chave para verificar o dimensionamento de um sistema de ventilação local exaustora.

Vale ressaltar que foram explorados patentes e artigos com os termos: "Design", "Ventilation", "Exhauster" e combinações: "Design AND Ventilation", "Design AND Exhauster" e "Ventilation AND Exhauster". Na base de periódicos Scopus foram analisadas a quantidade de documentos por ano, os países com maiores números de documentos e as principais áreas de aplicações. A pesquisa por artigos científicos ficou compreendida entre os anos de 1950 a 2018, e foi realizada no mês de julho de 2018.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Inicialmente foram pesquisadas as patentes nas bases do INPI, EPO, USPTO, WIPO e *Web of Science*, usando as palavras chaves, relacionadas ao trabalho analisado, e suas combinações. Foram encontradas 873 patentes na base do INPI, 13.448 patentes na base europeia Espacenet, 2.608.870 na USPTO, 5.582.494 na base do WIPO e 1.943.539 no *Web of Science*, totalizando 10.149.224 patentes relacionadas as palavras pesquisadas em julho de 2018, como pode ser observado na tabela 1 abaixo:

Palavras chaves	INPI	ESPACE NET	USPTO	WIPO	WEB OF SCIENCE
Dimensionamento (Design)	72	10.000	2.485.177	5.087.559	1.637.897
Ventilação (Ventilation)	788	3.444	85.719	382.667	275.484
Exaustora (<i>Exhauster</i>)	13	0	1.377	9.982	3.876
Dimensionamento e Ventilação (Design and Ventilation)	0	4	36.041	100.295	25.792
Dimensionamento e Exaustora (Design and Exhauster)	0	0	432	1.353	245
Ventilação e Exaustora (Ventilation and Exhauster)	0	0	124	638	245
Total	873	13.448	2.608.870	5.582.494	1.943.539

Tabela 1. Número de patentes encontradas com as palavras chaves e combinações



Na Tabela 2 estão representados o número de artigos encontrados nas bases de periódicos *Scopus* e *Web of Science* relacionadas as palavras chaves do trabalho analisado.

Palavras chaves	Scopus	Web of Science
Dimensionamento (Design)	2.942.221	3.691.203
Ventilação (Ventilation)	197.865	151.333
Exaustora (<i>Exhauster</i>)	180	125
Dimensionamento e Ventilação (Design and	23.646	17.492
Ventilation)		
Dimensionamento e Exaustora (Design and Exhauster)	29	12
Ventilação e Exaustora (Ventilation and Exhauster)	13	5
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·		
Total	3.163.954	3.860.170

Tabela 2.	Número	de artigos	encontrados	com as	nalavras	chaves e	combinações
I uperu II	1 (0111010	ac angos	encontractor	com ab	paratias	01101000	comomações

Os resultados da pesquisa de artigos por ano usando as palavras chaves "Dimensionamento" (*Design*), "Ventilação" (*Ventilation*) e "Exaustora" (*Exhauster*) podem ser observados nas figuras abaixo:



Figura 1. Quantidade de artigos por ano para a palavra-chave "Design"



Figura 2. Quantidade de artigos por ano para a palavra-chave "Ventilation"





Figura 3. Quantidade de artigos por ano para a palavra-chave "Exhauster"

Pelos gráficos de quantidade de artigos por ano, observa-se que para a palavra "dimensionamento" há uma quantidade grande de artigo, pois é um termo muito abrangente. Para "ventilação" também há um bom número de trabalhos feitos, devido principalmente ser um tema que interessa muito a diversas áreas, como por exemplo, a engenharia e a medicina. Já para a palavra "exaustora" a quantidade de artigos é baixa. Pode ser observado também que nos três gráficos há um pico de produção de artigos em 2016 depois uma queda para o ano de 2018.

Dentre os países que mais publicam artigo com as palavras pesquisadas, destacam-se principalmente os Estados Unidos. Pois observa-se nas figuras abaixo que para a palavra "Ventilação"(Figura 4) os EUA chega a um valor de 50.000 publicações. Já para a palavra "Exaustora"(Figura 5) a Rússia lidera com cerca de 27 artigos. E para a combinação "Dimensionamento e Ventilação"(Figura 6) o destaque novamente é os Estados Unidos com mais de 7000 produções científicas.



Figura 4. Quantidades de artigos publicados por Países para a palavra "Ventilação"



Documents by country or territory

Compare the document counts for up to 15 countries/territories



Figura 5. Quantidades de artigos publicados por Países para a palavra "Exaustora"



Documents by country or territory

Compare the document counts for up to 15 countries/territories

Figura 6. Quantidades de artigos publicados por Países para a combinação "Dimensionamento e Ventilação"

Em relação à pesquisa por área observa-se que para a palavra "Ventilação" (Figura 7), que a Medicina se destaca com mais da metade do número de publicações, isso se deve ao fato de ser usada a ventilação mecânica para pacientes com insuficiência respiratória, sendo assim um tema bastante pesquisado e estudado por essa área. Para as combinações "Dimensionamento e Exaustora" (Figura 8) e "Ventilador e Exaustora" (Figura 9) o destaque é a Engenharia com a maioria de artigos nesses temas, como pode ser observado abaixo:



Documents by subject area



Figura 7. Quantidades de artigos publicados por Área para a palavra "Ventilação"



Documents by subject area







Figura 9. Quantidades de artigos publicados por Área para a combinação "Ventilação e Exaustora"



CONCLUSÃO

Analisando os dados obtidos na pesquisa, foi possível observar que há bom número de patentes e artigos das palavras-chaves "Design", "Ventilation" e "Exhauster", como também para a combinação "Design e Ventilation", mas para as outras duas combinações a quantidade é baixa e em algumas bases, em relação a patentes, não há nenhum registro.

Devido a isso nota-se que como para a combinação "Ventilation and Exhauster" a quantidade de trabalhos científicos é baixa, então é uma área ainda pouco explorada e que torna-se interessante realizar pesquisas na mesma, afim de obter-se patentes.

REFERÊNCIAS

- CLEZAR, CARLOS ALFREDO. Ventilação industrial / Carlos Alfredo Clezar, Antonio Carlos Ribeiro Nogueira. Florianópolis: Ed. da UFSC, 1999.
- COSTA, ENNIO CRUZ DA. Ventilação / Ennio Cruz da Costa. São Paulo: Edgar Blucher, 2005.
- ESAB. Soldagem MIG/MAG. Disponível em:

http://www.esab.com.br/br/pt/education/apostilas/upload/apostila_seguranca_na_soldagem_rev1. Acesso em 5 julho 2018

- ESPACENET(2018). European Patent Office. Disponível em:<http://lp.espacenet.com/advancedSearch?locale=es_LP >. Acessado em 9 de julho de 2018.
- FUNDACENTRO. 2010. Manual de Controle de Poeira no Setor de Revestimentos Cerâmicos. São Paulo, Ed. Aspacer, 60 p.
- INPI (2014). Instituto Nacional de Propriedade Industrial. Disponível
- em:<http://formulario.inpi.gov.br/MarcaPatente/servlet/PatenteServletController> Acessado em 9 de julho de 2018. LISBOA, M. H. Controle da Poluição Atmosférica. Capítulo VI. Ventilação Industrial. Montreal. Primeira versão, out. 2007.
- MACINTYRE, ARCHIBALD JOSEPH. Ventilação industrial e controle da poluição/ Archibald Joseph Macintyre. Rio de Janeiro: Ed. Guanabara, 1988.
- NEDERMAN. Riscos e soluções para os fumos de solda. Disponível em: http://www.nederman.com.br/ Apostila MANUAL SAUDE SOLDADORES1. Acesso em: 2 de julho de 2018.

SCOPUS (2014). Disponível em: < http://www.scopus.com/home.url> Acessado em 9 de julho de 2018

USPTO (2014), Escritório de Patentes e Marcas dos Estados Unidos. Disponível em: http://www.uspto.gov Acessado em 9 de julho de 2018.

WIPO (2018). Disponível em : < https://patentscope.wipo.int/search/pt/search.jsf > acessado em 9 de Julho de 2018

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO ANALÍTICO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO DO BAJA SAE

Nome dos autores: Yuri Gubert Souza, Ramon Eduardo Pereira Silva, Augusto Salomão Bornschlegell Universidade Federal da Grande Dourados Rodovia Dourados/Itahum km 12 E-mail para correspondência: yurigubert@gmail.com, augustosalomao@ufgd.edu.br

RESUMO: O sistema de freio é de suma importância não somente para o veículo desenvolvido no projeto BAJA SAE, mas para todos os veículos de transporte, seja de pessoas ou de cargas. É um sistema responsável diretamente pela segurança dos ocupantes ou da carga que está transportando. O perigo de elevadas temperaturas atingidas ciclicamente pode gerar fadiga térmica e evaporação do fluido de freio, por exemplo. Esses fatores podem levar à falha do freio. Objetivou-se com este trabalho, através do estudo de análise térmica do disco de freio dianteiro, conhecer e estudar de maneira mais aprofundada, a dissipação térmica no sistema de freio, suas curvas de aquecimento e resfriamento. Como resultado, este artigo apresenta dados para uma possibilidade de futura otimização do sistema de freio, sendo ela geométrica ou por material, e visa contribuir, também, para construção de informações para estudo de sistemas de freio.

Palavras-Chave: freio, BAJA SAE, análise térmica

ABSTRACT: The brake system is of paramount importance not only for the vehicle developed in the BAJA SAE project, but for all transport vehicles, whether of people or loads. It is a system directly responsible for the safety of the occupants or the load they are carrying. The danger of high temperatures reached cyclically can generate thermal fatigue and evaporation of the brake fluid, for example. These factors can lead to brake failure. The aim of this study was to study and study the thermal dissipation in the brake system, its heating and cooling curves, through the thermal analysis of the front brake disc. As a result, this article presents data for a possibility of future optimization of the brake system, being it geometric or by material, and aims to contribute, also, to construction of information for study of brake systems.

Keywords: brake, BAJA SAE, thermal analysis

INTRODUÇÃO

O projeto BAJA SAE é um projeto que visa o desenvolvimento de habilidades acadêmicas na área de engenharia, no desenvolvimento de um protótipo automotivo. Em 1995, a *Society of Automotive Engineers* (SAE), entidade norteamericana que reúne empresários, acadêmicos, executivos, engenheiros e técnicos do mundo inteiro, organizou a primeira competição, no Brasil, de bajas. O objetivo é construir um veículo monoposto, *off-road*, que consiga cumprir com as etapas e normas da competição, além de ser comercializável para um público entusiasta.

A competição consiste em diversos tipos de avaliação e provas dinâmicas. Entre elas, tem-se a prova de frenagem, que faz parte das provas de segurança. O sistema de frenagem deve ser hidráulico e possuir, no mínimo, duas linhas de freio independentes para garantir o seu funcionamento, no caso da falha de uma delas. Todo o veículo é projetado seguindo uma série de normas que o comitê da competição disponibiliza para as equipes participantes.

O sistema de freio é um dos subsistemas mais importantes do carro. Ele é exaustivamente solicitado do ponto de vista mecânico. O mesmo sofre diversos esforços térmicos devido à competição e tem uma grande carga térmica aplicada aos discos de freio.

Entre os perigos, têm-se os gerados pela elevação e variação brusca de temperatura. Uma vez o sistema de freio quente, por exemplo, pode acontecer uma vitrificação de detritos na superfície do disco ou pastilha, visto que o carro é submetido a percursos fora de estrada sendo exposto a barro e inúmeros detritos, como ilustrado na Fig. (1). Esses fatores podem levar o sistema de freio a um *fading*. A tradução livre do verbo *to fade* em inglês significa desvanecer, sumir lentamente e o substantivo *fading* representa desvanecimento, sumiço lento, esmaecimento. No contexto de análise de freios, como visto em Limpert (1999), o termo *fading* representa a perda de eficiência, parcial ou total, dos freios pelo efeito de superaquecimento.

O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento térmico dos discos e pastilhas de freio dianteiros do protótipo G4, desenvolvido pela equipe Baja Guaicurus, para que assim, obtenha-se um melhor conhecimento do sistema de freio, prevenindo situações como fadiga térmica das pastilhas, vaporização do óleo de freio no sistema e até



mesmo vitrificamento de seus componentes. Situações que são extremamente perigosas para o condutor, visto que geram falha no sistema de frenagem.



Figura 1. Situações nas quais o sistema de freio é submetido (à esquerda) e subsistema montado (à direita).

METODOLOGIA

A metodologia empregada foi por meio de uma abordagem analítica do problema de transferência de calor, considerando um modelo unidimensional em regime transiente com propriedades constantes. A análise unidimensional do disco de freio leva em consideração a sua espessura. Esta escolha se justifica pelo fato de que a região da espessura sofrerá maior gradiente térmico no sistema de freio, uma vez que o gradiente nas direções radias e orto-radias são menos expressivos devido à própria geometria do disco.

Para a análise da temperatura na superfície do disco e pastilha, foram tomadas algumas premissas para o cálculo. Primeiramente, foi considerado que o sistema analisado é um sistema simétrico (uma vez que disco é pressionado por ambos os lados por um par de pastilhas), a pressão exercida pelas pastilhas no disco é uniformemente distribuída, a velocidade do carro decresce linearmente da velocidade inicial até zero, o disco e pastilhas possuem propriedades constantes, o fluxo de calor é normal a superfície de atrito, sendo parte deste fluxo dissipada no disco e parte na pastilha, a condutividade térmica é constante e a temperatura inicial é igual à temperatura ambiente. São desconsiderados os efeitos de desgaste e radiação.

Para análise do comportamento das curvas de temperatura, e um estabelecimento de comparação com uma situação real de frenagem, foi utilizado o conceito de dinâmica veicular. De acordo com Limpert (1999), quando um automóvel sofre um fenômeno de frenagem, aproximadamente 70% de seu peso é deslocado para o eixo dianteiro e 30% ficam alocados no eixo traseiro. Outro ponto importante que ele aborda, é que se deve considerar que toda a energia cinética do carro é transformada em energia térmica. Tendo isso como consideração, consegue-se estabelecer um fator de segurança elevado. Adotando que toda a energia se transforma em calor e este aplicado nos discos, consegue-se elaborar um sistema de frenagem mais seguro para o condutor.

O sistema de freio utilizado nos protótipos BAJA SAE é de caráter hidráulico e deve possuir um cilindro mestre com dois pistões, para a elaboração de linhas hidráulicas diferentes, pois caso uma falhe, a outra continuará ativa, garantindo a segurança do condutor e estas características são determinadas pelas normas da competição. Primeiramente o condutor pressiona o pedal de freio com uma força – segundo Limpert (1999)- de aproximadamente 425 N, que por sua vez aciona o pistão do cilindro mestre. Por sua vez, o cilindro mestre direciona o fluido através das linhas de freio rígidas e flexíveis, em direção à câmara do pistão das pinças. Estas sofrem o deslocamento de seu pistão, que por sua vez desloca a pastilha flutuante, gerando o contato da mesma com o disco, através de um efeito de pinça. O sistema de freio do protótipo é constituído por pinças flutuantes e discos fixos.

A análise do gradiente térmico se restringe ao disco dianteiro do protótipo. Sendo assim, o mesmo terá a seguinte carga térmica aplicada ao mesmo, definida pela seguinte equação:

$$Q = \frac{0.35 \cdot (m \cdot v^2)}{2} \tag{1}$$

Onde: Q = energia cinética (J); m = massa do veículo (kg); v = velocidades do veículo (m/s);

Tendo esta distribuição de calor no disco, para desenvolver-se e analisar-se os ciclos de frenagens foi preciso analisar dois tipos de curvas: curvas de aquecimento e curvas de resfriamento. Cada uma destas curvas é regida por



modelagens diferentes. Para a elaboração da curva de aquecimento, segundo Yevtushenko (2017), utilizamos um conjunto de equações para o cálculo de problemas em uma dimensão, calculando o calor devido à fricção de pastilhas no disco, sendo as mesmas apresentadas abaixo, ao passo que para a elaboração da curva de resfriamento, foram utilizados conceitos abordados por Çengel (2006).

Fase de aquecimento:



Figura 2. Imagem demonstrando o atrito entre disco e pastilha

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha_{p,d}} \frac{\partial T}{\partial t}, 0 < z < b_{p,d}, 0 < t < t_s \quad (2)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = 0, 0 \le t \le t_{\rm s} \quad (3)$$

$$k_{p,d} \frac{\partial T}{\partial z} \bigg|_{z=b_{p,d}} = -q_{p,d}(t), 0 \le t \le t_s \quad (4)$$

$$T(z,0) = T_a, 0 \le z \le b_{p,d}$$
 (5)

Onde:

T = temperatura média (°C); z = espessura do elemento (mm); $\alpha_{p, d} = \text{difusidade térmica do material (m²/s)}$ t = tempo (s); b = região termicamente afetada (mm); $t_s = \text{tempo de frenagem (s)}$ $k_{p, d} = \text{condutividade térmica (W/mK)};$ $q_{p, d} = \text{fluxo de calor específico gerado pelo atrito (W/m²)};$ $T_a = \text{temperatura ambiente (°C)};$

Para o estudo durante o período de aquecimento no disco de freio, foram utilizadas as equações apresentadas por Yevtushenko (2017). Elas estão explicitas a seguir:

 $G_d = A_p b_p \rho_d$ (6)

Onde: $G_{p, d}$ = massa da região de análise (kg); A = área de contato com a superfície da pastilha (mm²); $\rho_{p, d}$ = densidade (kg/m³);



$$G_{d}^{1} = G_{d}^{2} = 0.25 \pi b_{d}^{2} (R_{p} - r_{p}) \rho_{d}$$
(7)

Onde:

 $G_{p, d}^{(i)}$ = massa das regiões que absorvem o calor (kg); R_p = raio externo da pastilha (mm); r_p = raio interno da pastilha (mm);

$$G_d^3 = 0.5 \pi b_d^2 \theta_0 r_p \rho_d \quad (8)$$

Onde:

$$\psi_{p,d} = \frac{G_{p,d} c_{p,d}}{G_{p,d} c_{p,d} + 0.5 \Sigma G_{p,d}^{i} c_{p,d}}$$
(9)

Onde:

 $\psi_{p,d}$ = coeficiente de comportamento térmico da pastilha/disco; $c_{p,d}$ =calor específico (J/kg°C);

$$t_s = \frac{W_0}{q_0 A_p} \qquad (10)$$

Onde:

 t_s = tempo de frenagem (s); W_0 = trabalho executado em uma frenagem (J);

$$B = \frac{\psi_p b_p K_d}{\psi_d b_d K_p} \tag{11}$$

Onde: B = razão entre coeficientes térmicos;

$$Fo_{p,d} = \frac{k_{p,d}t_s}{b_{p,d}^2}$$
 (12)

Onde: $Fo_{p,d} =$ número de Fourier;

$$D = \sqrt{1 + 9 \cdot Fo_d^2} \qquad (13)$$

Onde:

D = relação com o número de Fourier do disco;

$$C = \frac{Fo_p}{Fo_d} - \frac{Fo_d - Fo_p}{3Fo_d D} \left[\ln \frac{(1-D)(1+D-3Fo_d)}{(1+D)(1-D-3Fo_d)} \right] - D \left[\ln \frac{3}{2}Fo_d \right]$$
(14)

Onde:

C = razão entre o número de Fourier da pastilha e do disco;

$$\gamma_p = \frac{1}{1 + BC} \tag{15}$$

Onde:



 $\gamma_{p, d}$ = razão da distribuição de calor;

$$q(t) = q_0 \cdot q * (t), q_0 = f p_0, q * (t) = 1 - \frac{t}{t_s}$$
 (16)

Onde:

 q_0 = fluxo inicial de calor (W/m²); f= coeficiente de fricção; p_0 = pressão de contato inicial (MPa);

$$q_{p,d} = \gamma_{p,d} q(t), 0 \le t \le t_s \tag{17}$$

Onde:

 $q_{p,b}$ = fluxo de calor na pastilha/disco (W/m²);

$$w_{p,d}(t) = \int_{0}^{t} q_{p,d}(\tau) d\tau = \frac{\gamma_{p,d} W_{0}}{A_{p} t_{s}} t \left(1 - \frac{t}{2 t_{s}} \right)$$
(18)

Onde:

 $w_{p,d}$ = trabalho específico realizado durante uma frenagem (J)

$$T(t)_{p,d} = T_a + \frac{\gamma_{p,d} \psi_{p,d} b_{p,d} W_0}{K_{p,d} A_{p,d} t_n} \Biggl[\Biggl[\frac{1}{3} - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} e^{-(n\pi^2) \frac{k_{p,d}}{b_{p,d}^2}} \Biggr] q_{p,d}(t) + \frac{k_{p,d}}{b_{p,d}^2} w_{p,d}(t) \Biggr], \quad 0 \le t \le t_s$$
(19)

Fase de resfriamento:

Na fase de resfriamento, a modelagem analítica é apresentada na sequência:

$$X = \frac{X}{L} \quad (20)$$

Onde:

X = distância adimensional até o centro; x = distância do centro do elemento até algum ponto dentro do mesmo (mm);

L =distância do centro do elemento até a extremidade (mm);

$$Bi = \frac{h_{p,d}L}{k_{p,d}} \qquad (21)$$

Onde: Bi = número de Biot;

$$h = \text{coeficiente} \text{ de transferência térmica (W/m2K)}$$

$$\alpha_{p,d} = \frac{k_{p,d}}{\rho_{p,d} c_{p,d}} (22)$$

$$\tau = \frac{\alpha_{p,d} t_r}{b_{p,d}^2} = Fo_r \tag{23}$$

Onde: τ = tempo adimensional; t_r = tempo de resfriamento (s); Fo_r = número de Fourier para resfriamento;





$$\Theta(X,t) = \frac{T(x,t) - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}}$$
(24)

Onde: Θ = temperatura adimensional; T_{∞} = temperatura ambiente (°C); T_i = temperatura inicial (°C);

O modelo matemático na sua forma adimensional é dado por:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} = \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \qquad (25)$$
$$\frac{\partial \theta(0,\tau)}{\partial X} = 0; \frac{\partial \theta(1,\tau)}{\partial X} = -Bi\theta(1,\tau) \qquad (26)$$
$$\theta(X,0) = 1 \qquad (27)$$

Assim, utilizando o método de separações de variáveis e as equações acima apresentadas para o resfriamento, temse a equação a seguir apresentada em Çengel (2006):

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4\sin(\lambda_n)}{2\lambda_n + \sin(2\lambda_n)} e^{-\lambda_n^2 \tau} \cos\left(\frac{\lambda_n x}{b}\right)$$
(28)

Onde:

 λ_n = são as *n* primeiras raízes da equação $\lambda \tan(\lambda) = Bi$;

A obtenção das raízes do problema de resfriamento foi obtida utilizando o Método da Bisseção, a partir do método de análise gráfica, apresentado por Canale (2008). Através do Método das Bisseções, determinou-se como objetivo encontrar as seis primeiras raízes do problema. Foram encontradas seis raízes para cada período de tempo analisado durante o resfriamento. Conforme foram sendo descobertas as raízes, foi observado que a partir da segunda raiz, a contribuição da mesma e das raízes subsequentes é muito ínfima. Da segunda raiz até a terceira raiz, os valores são de uma ordem tão pequena, que podem ser desprezados e considerados como sendo zero. Na "Tab.1" estão presentes as raízes encontradas.

Tabela 1. Raízes encontradas pelo Método das Bisseções com o Método de Análise gráfica

	Raizes
Tempo de	
Repouso (s)	λ1
1	0,770283279
31	0,593937162
91	0,457963144
121	0,35311857
151	0,272276768
181	0,209942621
211	0,161879049
241	0,124818993
271	0,096243343
301	0,074209709

RESULTADOS E DISCUSSÃO



Através do estudo utilizamos as equações apresentadas por Yevtushenko (2017) para elaborar uma curva de aquecimento. Informações fornecidas por Çengel (2006) sobre o caráter de resfriamento em sistema de paredes, juntamente com as raízes lambda, em conjunto as considerações a respeito da energia aplicada no disco de freio, apresentado por Limpert (1999), foi elaborada uma curva de comportamento da temperatura para o disco de freio e as pastilhas do protótipo BAJA SAE.



Figura 3. Curva de gradiente térmico de temperatura (pastilha de freio e disco de freio)

A curva obtida de temperatura de superficie do disco de freio e das pastilhas é uma típica curva de aquecimento para freio. No começo da curva, seu primeiro ponto sofre um aumento brusco de temperatura, simbolizando o começo da frenagem. Assim, o comportamento de elevação da temperatura vai se elevando de maneira gradual e, a cada momento a diferença de temperatura com o ponto anterior diminui. Isso se deve ao fato de que, a uma certa temperatura, os índices de convecção aumentam proporcionalmente a temperatura de superfície do disco. Quanto mais calor é introduzido no sistema por meio da frenagem, maior será o fluxo de calor que será trocado com o ambiente. Vide que o gráfico de aquecimento sofre um leve decaimento devido ao efeito convectivo, que se mostra mais importante a partir de 0,75 segundo, levando a um decaimento de temperatura.

O gráfico possui uma quebra em 1,5 segundos. O tempo de frenagem foi estabelecido em 1 segundo, e o tempo de resfriamento em 301 segundos. Estabeleceu-se isso visando uma análise completa da curva de resfriamento e seu comportamento. A curva apresentada possui um corte em 1,5 segundos, visto que o fenômeno de frenagem ocorre até 1 segundo. Após isso acontece o fenômeno de resfriamento do disco, em 300 segundos subsequentes. Assim, foi utilizada uma quebra no gráfico para poder analisar os 301 segundos de maneira comprimida no gráfico.

O disco de freio absorve cerca de 53,2% de todo o calor gerado no sistema de freio, ao passo que as pastilhas absorvem 46,8%. Contudo, as pastilhas sofrem um aumento muito mais brusco do que o disco de freio. Fato esse que é explicado por alguns fatores: as pastilhas possuem uma área de contato menor do que o do disco de freio e não conseguem perder temperatura de maneira muito efetiva devido à alocação que não recebe um fluxo de ar significativo. A "Tab.2" a seguir mostra para o mesmo período de tempo comportamento das temperaturas de ambos os componentes:

Tempo de	Temperatura da	Temperatura
Frenagem (s)	Pastilha (°C)	do Disco (°C)
0	25,1	25
0,1	107,7	43,1
0,2	127,6	49,4
0,3	144,6	54,8
0,4	158,4	59,4
0,5	169,2	63,1
0,6	177	65,9
0,7	181,7	67,9
0,8	183,4	69
0	182	69,2
1	177,5	68,5

Tabela 2. Temperatura durante o aquecimento (1 segundo)



Para o regime de resfriamento utilizou-se, para achar as possíveis raízes do sistema, o Método numérico das bisseções, achando assim as seis primeiras raízes adimensionais do processo de resfriamento, sendo usadas consequentemente para o desenvolvimento da curva de resfriamento. Para um tempo de resfriamento de 5 minutos, foram obtidos os seguintes resultados:

Tempo de Repouso (s)	da Pastilha (°C)	Temperatura do Disco (°C)
1	177,5	68,5
31	154,02	58,5
61	134,24	50,9
91	117,49	44,9
121	103,32	40,4
151	91,31	36,9
181	81,14	34,1
211	72,54	32
241	65,25	30,4
271	59,08	29,2
301	53,86	28,2

Tabela 3. Temperatura durante o resfriamento após a frenagem (301 segundos)

CONCLUSÃO

A partir dos estudos realizados, foi possível reproduzir o comportamento térmico dos discos e pastilhas durante a realização de uma frenagem. A melhor compreensão do comportamento da temperatura durante e após a frenagem nos leva a uma maior cautela com a escolha de materiais e geometrias para o desenvolvimento de componentes para o sistema de freio, principalmente o disco de freio e as pastilhas. Com a modelagem empregada, será possível simular ciclos de frenagem e o efeito do tempo de resfriamento neste cenário.

AGRADECIMENTOS

O primeiro autor agradece a seus pais pelo apoio na graduação e incentivo para desenvolvimento deste e de trabalhos futuros. Ao Prof. Dr. Augusto Salomão Bornschlegell, pela excelente orientação e proatividade que o mesmo dispensa para com o trabalho de conclusão de curso, e demais trabalhos que estão sendo produzidos. Agradecemos aos integrantes da equipe Baja Guaicurus, da Universidade Federal da Grande Dourados, pelo fornecimento de imagens e dados do carro para a elaboração deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- Canale, R.P.; Chapra, S.C. "Métodos numéricos para engenharia." 5ª ed. Porto Alegre: McGraw Hill (Grupo A), 2008. 832p
- Chang, S.W.,Lin,C.Y.,"Thermal performance of rotating two-phase thermosyphon disc", International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 62, July 2013, Pages 40-54.
- Çengel, Y.; Boles, M. "Termodinâmica. McGraw-Hill", São Paulo, 5 ed., 2006
- Harmandab, S., Pelléab, J., Poncetc, S., Shevchukd, I.V., "Review of fluid flow and convective heat transfer within rotating disk cavities with impinging jet", International Journal of Thermal Sciences, Volume 67, May 2013, Pages 1-30
- Limpert, R. (1999) "Brake Design and Safety"., 2nd Edition, SAE International, Warrendale.
- Mahhmood, K., Sajid, M., Ali, N. and Javed, T., "Heat Transfer Analysis in the time-dependent slip flow over a lubrificated rotating disc" Engineering Science and Technology an International Journal, Volume 19, Issue 4,December 2016, Pages 1949-1957
- Ruan, C., Zhang, L., and Meng, D., "A Study on the Bench Test of Friction-Induced Hot Spots in Disc Brake," SAE Int. J. Commer. Veh. 8(2):2015, doi:10.4271/2015-01-2694



Yevtushenko, A.A.,Kuciej,M., Grzes,P., Wasilewski, P., "Temperature in the railway disc brake at a repetitive shortterm mode of braking", International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 84, May 2017, Pages 102-109.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido nesse artigo

ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO DO FLUXO MULTIFÁSICO DE PROPELENTES EM MOTOR FOGUETE HÍBRIDO

Caio Henrique Franco Levi Domingos, Olexiy Shynkarenko (Orientador) Universidade de Brasília Faculdade UnB Gama - FGA; Universidade de Brasília; Área Especial de Indústria Projeção A, UnB - DF – 480 - Gama Leste Brasília – DF; CEP: 72444-240 caiohf8@gmail.com, olexiy@aerospace.unb.br

RESUMO: O presente artigo propõe o estudo de um motor foguete híbrido considerando a mudança de fase de seus propelentes durante o escoamento. Este motor foi desenvolvido com o objetivo de cumprir os requisites do sistema de reentrada atmosférica da plataforma orbital SARA. A análise do trabalho foi feita em um protótipo deste motor, produzido pelos membros do Grupo de Pesquisa "Laboratório de Propulsão Química" da Universidade de Brasília. A análise numérica foi desenvolvida considerando o escoamento multifásico no ambiente ANSYS, plataforma Fluent. O objetivo é estudar o comportamento do par propelente (óxido nitroso-parafina) quando o escoamento é assumido multifásico neste motor foguete híbrido.

Palavras-Chave: Propulsão híbrida, escoamento multifásico, simulação numérica

ABSTRACT: This paper addresses the study of a hybrid rocket motor considering the phase changing of propellants during the flow. This motor was created in order to reach the requirements for atmospheric re-entry system SARA Orbital platform. The analysis of this work was performed in a prototype of this rocket motor, developed by the members of Research Group "Chemical Propulsion Laboratory" of the University of Brasilia. The numerical analysis was developed considering a multiphase flow in ANSYS environment, Fluent platform. The goal is to study the behaviour of the propellants (nitrous oxide-paraffin) when the multiphase flow considered at this hybrid rocket motor.

Keywords: Hybrid propulsion, multiphase flow, numerical simulation

INTRODUÇÃO

Motores foguetes híbridos são sistemas propulsivos que possuem um par propelente heterogêneo, isto é, líquido e sólido, o que alia as características de sistemas sólidos e líquidos em um único projeto com design simples, seguro, e com custos reduzidos. Essas vantagens fazem com que esse tipo de sistema seja ideal para o desenvolvimento de pesquisas dentro de universidades e para missões de baixo alcance (Sutton, 2001).

A plataforma SARA Orbital (Sistema de Reentrada Atmosférica), desenvolvida pelo Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE) é um projeto destinado ao desenvolvimento e produção de um veículo espacial reutilizável que realizará experimentos em órbitas baixas da Terra por um período de 10 dias. No fim desse período, o módulo reentrará na atmosfera e será recuperado (Cas, 2012). O processo de reentrada atmosférica será feito por meio de um motor a propulsão híbrida desenvolvido pelo Grupo de Propulsão Híbrida (Hybrid Propulsion Team) no Laboratório de Propulsão Química da Universidade de Brasília.

Para garantir que esse motor foguete irá atender as necessidades da plataforma SARA Orbital foram calculados parâmetros de desempenho de um foguete, como empuxo, impulso específico, vazão mássica, velocidade característica, entre outros. Além disso, com o intuito de entender o funcionamento do motor híbrido e de como melhorar seu desempenho, foram feitas análises teóricas e numéricas do fluxo dentro da câmara de combustão e na tubeira do modelo de engenharia (Cunha, 2016).

No sistema de propulsão híbrido, geralmente trabalha-se com o oxidante incialmente líquido e o combustível sólido e durante a combustão ambos são transformados em gases que são queimados e geram energia, que é convertida em empuxo ao final do motor. Ao realizar a simulação computacional desse processo é comum admitir que o propelente é injetado no motor já no estado gasoso, o que é o caso ideal, visto que a energia gerada dentro da câmara de combustão seria máxima. Entretanto, ao considerar o caso ideal em que há fase única de propelentes, as perdas durante a mudança de fase são desconsideradas e assim não é possível obter resultados fiéis à realidade.

Além disso, existem alguns oxidantes que são auto pressurizantes, isto é, em temperatura ambiente o fluído se encontra tanto na fase líquida quanto na fase gasosa, estado de saturação, e sua pressão de vapor por si só já é suficiente para fazer com que seja injetado na câmara de combustão na pressão adequada. O uso de propelentes com essa característica torna dispensável o uso de sistemas externos de pressurização. No caso aqui estudado, o oxidante utilizado,



óxido nitroso (N_2O), possui essa característica, logo se faz ainda mais necessário a aplicação de modelos que considerem o escoamento em duas fases ao longo do motor foguete híbrido.

Escoamentos multifásicos são caracterizados por serem fenômenos os quais existem diferentes fases ou materiais coexistindo em um mesmo domínio separados por uma interface cuja posição se altera com o tempo, por exemplo bolhas de gás em um líquido, resíduos líquidos em um gás ou partículas sólidas em um gás ou líquido. Esses sistemas são descritos pelas equações da continuidade, conservação do momento e conservação da energia (Basu, 2003).

Neste trabalho serão apresentadas as metodologias usadas no estudo de escoamentos multifásicos em motores foguetes híbridos e serão realizadas simulações numéricas para a visualização deste comportamento, entre outros. O par propelente estudado será óxido nitroso (oxidante) e parafina (combustível), por já serem substâncias as quais os integrantes do CPL possuem experiência e por haver um considerável número de trabalhos já publicados no ramo da propulsão híbrida que utilizam essa combinação. Portanto, o objetivo deste trabalho é estudar o comportamento do par propelente (óxido nitroso – parafina) quando analisado o escoamento como sendo multifásico ao longo da geometria do motor foguete híbrido SARA.

METODOLOGIA

Modelo simplificado de escoamento

O escoamento no interior de um motor foguete híbrido é simplificado como sendo transiente, compressível e unidimensional. As propriedades termodinâmicas e cinéticas do fluido não se alteram na direção perpendicular ao fluxo (Truesdell, 1991). As equações de conservação de massa, momento e energia podem ser aplicadas para descrever este fenômeno.

Segundo Truesdell (1991), o fluxo de massa de propelentes é constante, sua expansão ocorre de forma uniforme e sem vibrações, além disso os efeitos transientes decorrentes da ignição ou parada do motor são desconsiderados. A combustão ocorrida no interior do motor é considerada completa e seus reagentes e produtos atingem o equilíbrio químico antes de passarem pela tubeira.

De acordo com Stoia-Djeska *et al.* (2017), a consideração de que o escoamento é unidimensional faz com que a análise se limite a velocidade na direção axial. Dessa forma, o modelo de fluxo adotado no presente trabalho se baseia nas equações de dinâmica dos gases de Euler para 1-D:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{cases} \rho \\ \rho u \\ \rho E \end{cases} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{cases} \rho u \\ \rho u^{2} + p \\ u(\rho E + p) \end{cases} = -\frac{1}{A} \begin{cases} \rho u A_{x} + \rho A_{t} \\ \rho u^{2A_{x}} + \rho u A_{t} \\ u(\rho E + p) A_{x} + \rho E A_{t} \end{cases} + \frac{1}{A} \begin{cases} \dot{m} \\ 0 \\ c_{p} T_{f} \dot{m} \end{cases}$$
(1)

Onde,

 $A = \pi r_{A}^{2} - \text{Área inicial da porta de combustão;}$ $p = \rho RT = (\gamma - 1) \left[\rho E - \frac{(\rho u)^{2}}{2\rho} \right] - \text{Pressão do gás ideal;}$ $e = c_{v}T = \frac{1}{\gamma - 1}RT - \text{Energia interna do fluido;}$

 $\dot{m} = \dot{r}\rho_{n}2\pi r_{A} - Vazão$ mássica de combustível.

A taxa de regressão do grão combustível é dada por:

 $\dot{r} = aG^n$ (2)

Sendo 'G' o fluxo de massa de oxidante, 'a' e 'n' são constantes experimentais que variam de acordo com o par propelente utilizado no motor. Para o presente estudo, o oxidante é o óxido nitroso (N₂O) e o combustível é a parafina, logo, temos os seguintes valores para tais constantes: a = 0.46 e n = 0.54 (Stoia-Djeska *et al.*, 2017).

O esquemático do motor foguete híbrido está representado na Fig (1). Interessante notar que não existe um sistema de pressurização para o oxidante neste caso. Isso ocorre devido ao fato do óxido nitroso ser um gás auto pressurizante, isto é, em temperatura ambiente ele se encontra em duas fases, líquido e gasoso, que é chamada de condição de saturação. Dessa forma, a própria pressão de saturação do vapor garante a pressurização necessária para injetar a fase líquida do N₂O na câmara de combustão. A 25°C o óxido nitroso atinge em torno de 60 bar de pressão estática.



Figura 1. Esquemático de um motor foguete híbrido


Sistemas de pressurização externos, como gás pressurizante ou turbo bomba, são subsistemas complexos, caros e que requerem manutenção frequente, ou seja, a possibilidade de utilizar um oxidante auto pressurizante se mostra uma vantagem, principalmente para aplicações de médio e pequeno porte.

Caracterização do oxidante

Para a maioria dos propelentes líquidos para foguetes, seu comportamento dinâmico no sistema de alimentação e no injetor são bem definidos, por exemplo, o peróxido de nitrogênio (H_2O_2) e o RP-1 $(C_{12}H_{24})$ são modelados como fluidos incompressíveis. Alguns propelentes gasosos, como oxigênio (O_2) , hidrogênio (H_2) e metano (CH_4) são considerados como fluidos como fluidos compressíveis que respeitam a Lei dos Gases Ideais.

Até o oxigênio líquido (LOX), que tecnicamente se encontra em estado saturado na fase criogênica, é tratado como um fluido incompressível de uma única fase. Essa consideração pode ser feita, pois o fator de compressibilidade Z a 1 atm de pressão do LOX é 0,004, ou seja, próximo do valor ideal para líquidos, que é 0. E o fator Z para o vapor de oxigênio saturado criogênico é 0,97, isto é, próximo do valor ideal para gases, que é 1 (Whitmore & Chandler, 2010).

Entretanto, sob temperatura ambiente, o N₂O possui um fator de compressibilidade Z de 0,13 na fase líquida e um fator Z de 0,53 na fase vapor saturado. Desta forma, não pode ser inferido que o óxido nitroso é um líquido incompressível ou um gás ideal. Além disso, como o oxidante estudado se encontra próximo de seu ponto crítico nessas mesmas condições de temperatura, o N₂O deve ser modelado como uma mistura de duas fases, líquida e gasosa. Tomando uma porção de um fluído que possui duas fases simultâneas, a razão entre a massa de vapor e a massa total é conhecida como título (Whitmore & Chandler, 2010).

Sistemas auto pressurizantes que utilizam líquidos saturados possuem uma contínua variação de título de seu fluído, pois a medida que o tanque esvazia, a fase líquida se transforma em vapor. Essa alteração constante na fração de vapor causa variações consideráveis na pressão interna do tanque de oxidante e na densidade efetiva do fluido. Sabe-se que a pressão e densidade do escoamento são fatores determinantes para caracterizar a vazão mássica de oxidante, a razão de mistura da combustão, a pressão na câmara de combustão, a estabilidade da combustão e o empuxo gerado. Portanto, o entendimento e o modelamento das propriedades do oxidante ao longo do sistema de alimentação do motor foguete são passos essenciais para prever a performance do sistema propulsivo de forma global.

Segundo Whitmore & Chandler (2010), modelar fluidos compressíveis em estado saturado requer algumas adaptações à tradicional equação de estado para gases reais. Devido ao fato de a consideração de gás ideal não ser aplicável e o N₂O estar próximo de seu ponto crítico em temperaturas ambientes, algumas teorias de gases também se tornam inviáveis, como os modelos de van der Waals e Peng-Robinson. Como o estudo e entendimento de tais modelos é deveras complexo e foge do escopo deste projeto, para a continuação dos estudos será adotado o modelo utilizado pelo National Institute of Standards and Technology (NIST), que possui uma base de dados de propriedades termoquímicas para a maioria dos propelentes disponíveis na indústria. Este banco de dados está disponível online e foi uma das referências para o desenvolvimento desta pesquisa.

 $O N_2O$ é um composto que possui uma base de informações extensa na NIST. A fim de conhecer melhor o oxidante aqui estudado foi construída a Tab. 1, que apresenta as propriedades físico-químicas do óxido nitroso segundo a National Institute of Standards and Technology.

Nome IUPAC	Monóxido de dinitrogênio
Fórmula	N ₂ O
Peso molecular	44.0128
Aparência	Gás incolor
Temperatura crítica de saturação	36.37 °C ou 309,52 K
Pressão crítica de saturação	724.5 kPa
Pressão de vapor (25°C)	565 kPa
Ponto de fusão	-90,86 °C ou 182,29 K
Ponto de ebulição	-88,48 °C ou 184,67 K
Densidade	1222,8 kg/m ³ (líquido)
	1,8 kg/m ³ (gás em CPTP)

Tabela 1. Propriedades físico-químicas do N₂O (NIST)



Foram plotados os gráficos das propriedades de saturação do N_2O a partir da base de dados do NIST. A temperatura foi adotada como variável independente e foram analisadas as variações de pressão de saturação, densidade, entalpia e entropia. A Fig. (2) mostra a pressão de vapor do oxidante, nota-se que existe apenas uma curva, pois o líquido e o vapor saturados estão na mesma pressão. Interessante notar que a pressão de vapor aumenta significamente com o aumento da temperatura, o que mostra o perigo de lidar com tal oxidante em ambientes que haja variação brusca de temperatura em curtos intervalos de tempo.



Figura 2. Pressão de saturação do N₂O em função da temperatura



Figura 3. Densidade do N₂O em função da temperatura

A Fig. (3) representa o gráfico de densidade, na Fig. (4) é plotado o comportamento da entalpia e na Fig. (5) mostrase a entropia. Em todos esses casos existem duas curvas, uma para a fase líquida e outra para fase vapor do óxido nitroso. Importante notar que em todos os casos as curvas tendem a se encontrar perto de 300 K, o que confirma a afirmação de que o ponto crítico do N₂O ocorre próximo da temperatura ambiente e por isso sua análise deve ser cautelosa.





Figura 4. Entalpia do N₂O em função da temperatura



Figura 5. Entropia do N2O em função da temperatura

Modelos de injeção de oxidante em duas fases

Para caracterizar o comportamento do óxido nitroso durante a injeção no motor foram desenvolvidos diversos modelos de escoamento que abarquem as propriedades de saturação deste oxidante. Whitmore & Chandler (2010) discutiram os principais modelos que caracterizavam o processo de esvaziamento do tanque de N₂O considerando o escoamento em duas fases.

a. Líquido incompressível

No projeto de um injetor que opera a pressão constante, em geral, os propelentes são considerados líquidos quasiincompressíveis e o fluxo de massa pode ser estimado com boa precisão derivando Bernoulli e adicionando na equação o coeficiente de descarga (Cd).

$$\dot{m}_{inc} = C_d A_{ori} \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \qquad (3)$$

Onde,

 \dot{m}_{inc} -Vazão mássica de oxidante incompressível;

Aori – Área do orifício de injeção;

 ρ – Densidade do oxidante;

P₁ – Pressão no tanque;

P2-Pressão na câmara de combustão.

Esse modelo assume que o fluxo que passa pelo orifício de injeção está em fase única e não há variação na densidade, todas as perdas por efeitos viscosos são ajustadas pelo coeficiente de descarga. Entretanto, como já foi discutido, o N_2O não permite que tais considerações sejam feitas, assim, é necessário encontrar outro modelo para explicar sua injeção no motor.

b. Homogeneous Equilibrium Model



Ao utilizar propelentes auto pressurizantes, como o N_2O , várias vezes a pressão estática do fluído está muito próxima da pressão de saturação, e as perdas durante o escoamento fazem com o que a pressão de saída seja menor que a pressão de saturação quando o fluxo atravessa a porta do injetor. Essa queda de pressão estática resulta na cavitação do vapor e pode estrangular o fluxo na porta do injetor, limitando a vazão mássica disponível. Considerando as fases líquida e de vapor atuando em equilíbrio, isto é, assumindo que não há diferença de velocidade (não há escorregamento) entre as fases, essa condição do escoamento é chamada de equilíbrio homogêneo. Quando a condição de fluido homogêneo sem escorregamento é aplicada e o processo de expansão é considerado isentrópico, o fluxo de massa no injetor pode ser modelado em função da queda de entalpia no injetor. Portanto, o fluxo de massa do homogeneous equilibrium model (HEM) pode ser escrito como:

$$\frac{\dot{m}_{\text{HEM}}}{A_{\text{ori}}} = C_d \rho_2 \sqrt{2(h_1 - h_2)}$$
 (4)

Onde,

 \dot{m}_{HEM} – Vazão mássica de oxidante em equilíbrio homogêneo;

 ρ_2 – Densidade total do oxidante considerando as duas fases após a porta de injeção;

- h₁ Entalpia do fluido no tanque;
- h₂ Entalpia do fluido na câmara de combustão.

A análise de resultados experimentais para baixas razões de aspecto L/D (razão entre o comprimento e o diâmetro do orifício) mostra que o HEM proporciona valores de vazão mássica menores do que realmente são. Alguns pesquisadores estimam que a interação entre a fase liquida e fase gasosa do fluído causa essa diferença, fenômeno que é negligenciado no modelo atual (condição de equilíbrio). Portanto, se mostrou necessário modelar outra solução que abarque a transferência de massa entre os dois estados do propelente e desconsidere a condição de equilíbrio entre as fases.

c. Homogeneous non equilibrium model

Com relação ao fluxo de massa calculado utilizando o modelo HEM, Henry & Fauske (1971) mostram que os valores experimentais se aproximam dos valores do modelo anterior a medida que a razão de aspecto L/D aumenta. Sendo assim, foi desenvolvido por eles o modelo homogeneous nonequilibrium (HNE), que leva em consideração a taxa de massa transferida assumindo que o processo de vaporização não é completo até que o fluido percorra uma certa distância ao longo do caminho do escoamento. O modelo HNE utiliza um multiplicador para estimar a taxa de transferência de massa devido a efeitos de não equilíbrio durante o processo de interação entre as duas fases do fluído, dessa forma os valores utilizando o modelo HNE convergem para os valores do modelo HEM a medida que a distância que o fluido deve percorrer aumenta.

Embora essa abordagem resolva o problema apresentado no modelo HEM, ela possui a restrição de funcionar apenas em casos onde há um caminho com uma determinada distância para o fluido percorrer, o que não torna aplicável para casos onde o injetor é composto de orifícios simples.

d. Nonhomogeneous non equilibrium model

Com o intuito de solucionar as problemáticas apresentadas nos modelos anteriores, Dyer *et al.* (2007) propuseram uma solução que alia os modelos HEM e de líquido incompressível. O modelo nonhomogeneous non equilibrium (NHNE) diz que quanto mais tempo o fluido permanecer dentro do elemento injetor, mais tempo ele terá para atingir a condição de homogeneidade e equilíbrio. O grau de vaporização depende da taxa de crescimento das bolhas (Yuan & Schnerr, 2003) quando comparado com o tempo de permanência dentro da porta de injeção. É proposto uma modificação na forma de calcular o número de cavitação, que é proporcional a razão entre o tempo de formação de bolhas na fase vapor e o tempo de permanência na porta de injeção.

O parâmetro de ajuste do modelo NHNE κ é dado pela seguinte formulação:

$$\kappa = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_v - P_2}} \qquad (5)$$

Onde,

P1 – Pressão na entrada do orifício de injeção;

P2-Pressão na saída do orifício de injeção;

 P_{ν} – Pressão de vapor do fluído na temperatura de saída.

Sabendo que o fluxo de massa deve variar entre os valores encontrados pelos modelos incompressível e HEM, a formulação do modelo NHNE é definida como a média ponderada dos dois modelos em que ela foi baseada:

$$\frac{\dot{m}_{\rm NHEM}}{A_{\rm ori}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{\rm inc}}{A_{\rm ori}}\right) + \kappa \left(\frac{\dot{m}_{\rm HEM}}{A_{\rm ori}}\right)}{1 + \kappa} \quad (6)$$



Dados experimentais coletados por Dyer *et al.* (2007) de mais de 100 testes a quente de motores foguetes híbridos que utilizam óxido nitrosos como oxidante e com vazão mássica de até 0,6 kg/s mostram que esse modelo estima com boa precisão (98,5%) o fluxo de massa no injetor, desde que as propriedades dos propelentes estejam bem caracterizadas. Portanto, o presente modelo de injeção de oxidante é o mais adequado de se aplicar ao trabalhar com propelentes auto pressurizantes que se encontraram em duas fases distintas em condições ambiente de temperatura e pressão, como é o caso do N₂O.

Caracterização do combustível

Na câmara de combustão de um foguete híbrido o oxidante se vaporiza após sofrer o processo de atomização na placa injetora e reage com a superfície do grão combustível. No caso idealizado, pode-se simplificar este processo como apenas a fase gasosa do combustível interagindo com o oxidante já vaporizado causando a combustão, com taxa de queima infinita e razão estequiométrica de reagentes e produtos.

Entretanto, é sabido que no caso real de combustão a taxa de reação é finita e existe uma zona de combustão que é incrementada a medida que o processo ocorre. O oxidante entra na zona de chama, representada na Fig. (6), por meio do caminho da porta de combustão e o combustível compõe a camada limite a partir da queima da parede sólida. A zona de combustão é completa quando atinge uma razão de mistura aproximadamente estequiométrica (Sutton, 2001).





É necessário tomar cuidado, pois não é possível aplicar o mesmo de queima de combustíveis híbridos comuns para o caso da parafina. A parafina é um composto que possui baixa massa específica, baixo ponto de fusão, alto coeficiente de transferência de calor e outras propriedades termofísicas e termoquímicas que fazem com que tenha taxa de regressão maior que dos combustíveis tradicionais.

Karabeyoglu *et al.* (2004) propuseram um modelo balístico para a parafina que leva em conta as características citadas anteriormente, além da chama de difusão que se forma durante a queima. Neste modelo, exemplificado pela Fig. (7), a superfície do grão se liquefaz, formando uma camada líquida, e as gotas provenientes deste processo se vaporizam no centro do escoamento, onde há o fluxo principal de oxidante, e assim reagem causando a combustão. Segundo Karabeyoglu *et al.* (2007), tal modelo é razoável para estudar os fenômenos físicos dentro da câmara de combustão de um motor híbrido e pode ser utilizado para realizar cálculos de balística interna a fim de determinar a eficiência destes foguetes.



Figura 7. Modelo de queima do grão de parafina (Bertoldi, 2007)

Considerando este modelo que conta com a camada líquida na superfície, foram feitas simulações numéricas computacionais utilizando o software ANSYS Fluent que assumiram a parafina primeiramente na fase líquida e durante o processo de combustão se transformou em gás. A geometria, representada na Fig. (8), e malha utilizadas foram desenvolvidas por Cunha (2016), que realizou a análise do fluxo de massa e energia do mesmo motor foguete híbrido aqui estudado, porém com escoamento monofásico.



Figura 8. Geometria e fronteiras do motor foguete híbrido (Cunha, 2016)

Foi escolhido o modelo mixture de análise multifásica com duas fases, sendo a primeira o combustível na fase líquida e a segunda o combustível na fase gasosa. Foi utilizado o hexano (C_6H_{14}) para representar a parafina, pois é um composto carbônico com cadeia relativamente grande e está presente na base de materiais do Fluent tanto na fase líquida como na fase gasosa.

Por questões de simplificações do modelo computacional, a geometria foi modelada de forma que o consumo de combustível seja representado como a injeção de hexano líquido por uma das fronteiras a uma taxa de 0,058 kg/s e o oxidante a 0,38 kg/s (Shynkarenko & Bertoldi, 2015) e (Shynkarenko & Andrianov, 2015).

Demais configurações e condições iniciais do modelo de combustão da análise numérica computacional seguiram a mesma metodologia utilizada por Cunha (2016), visto que o motor analisado é o mesmo. Como neste caso o combustível está sendo analisado em duas fases, a simulação tem como objetivo a visualização do processo de mudança de fase e a análise do comportamento dos reagentes e produtos ao longo da combustão.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Relembrando a Fig. (8), o combustível na fase líquida entra na câmara de combustão a partir da fronteira E e o oxidante é injetado no motor a partir da borda A. Inicialmente é de se esperar que haja uma concentração maior da fase líquida de combustível próximo da aresta E e que essa concentração vá diminuindo ao longo da geometria a medida que a mudança de fase ocorre.

Verificando os resultados da simulação é possível notar que esse comportamento se confirma. Ao analisar a Fig. (9), fração volumétrica da fase 1 (hexano líquido), nota-se uma maior concentração na fronteira E que vai se diluindo na pós câmara, onde ocorre a maior parte da combustão.





Ao analisar a Fig. (10), fração volumétrica de hexano na fase gasosa, verifica-se o comportamento oposto, como era esperado. Importante ressaltar que no momento de configurar os materiais a serem utilizados na simulação, a fase 2 foi



configurada como n-hexane-air, que é um conjunto de substâncias (n-hexane-vapor, H_2O , CO_2 , $N_2 e O_2$), já a fase 1 foi configurada como n-hexane-liquid, possuindo apenas um material em sua composição, o hexano líquido. Sendo assim, a representação gráfica da fração volumétrica da fase 2 mostra uma alta concentração na fronteira A, o que faz sentido pois é onde ocorre a injeção de N_2O .



Figura 10. Fração volumétrica do hexano na fase gasosa e do oxidante

Com o objetivo de avaliar quanto de massa de combustível realmente foi queimado, visto que apenas a fase gasosa reage na combustão, foi plotado a distribuição de fração mássica do hexano gasoso em relação ao fluxo total. A Fig. (11) confirma o que era previsto, o C_6H_{14} começa a se formar um pouco após a fronteira E e tem sua concentração máxima na metade final da pós câmara de combustão.



Figura 11. Fração mássica do hexano na fase gasosa

Quando o escoamento está desenvolvido, a maior concentração de hexano gasoso ocorre na pós câmara de combustão, onde ocorre a maior parte da queima, o que também justifica a utilização de uma pós câmara em aplicações envolvendo parafina, visto que parte do combustível não é queimado no interior no grão, mas entre o final do grão e a tubeira. A simulação se mostrou eficiente para visualizar a mudança de fase do C_6H_{14} , além de ser coerente com o que ocorre em testes a quente.

CONCLUSÃO

O estudo de escoamentos multifásicos se mostrou bastante importante dentro da propulsão híbrida, visto que vários fenômenos não ocorrem de maneira ideal e o entendimento das interações entre as diferentes fases do fluido ao longo do funcionamento do foguete pode ser a chave para compreender os resultados de desempenho obtidos em testes de bancada, principalmente.

Neste estudo foi possível modelar numericamente a propagação do fluxo bifásico no motor foguete híbrido em questão e também entender o comportamento do combustível durante o processo de queima na câmara de combustão, além de simular sua mudança de fase no interior do motor.

Portanto, o objetivo do trabalho foi atingido e como sugestão para estudos futuros seria o desenvolvimento de uma metodologia para realizar a simulação numérica computacional da balística interna do motor considerando tanto a queima do combustível quanto a injeção do oxidante sendo escoamentos multifásicos, seguindo as formulações matemáticas apresentadas neste trabalho.



AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer ao meu orientador Olexiy Shynkarenko e a todos os professores do curso de engenharia aeroespacial da Universidade de Brasília, Campus Gama, pois sem os conhecimentos adquiridos dentro e fora de sala de aula, além de toda a orientação, estrutura laboratorial e motivação oferecidas, este trabalho não seria possível.

REFERÊNCIAS

- Arif Karabeyoglu, Greg Zilliac, Brian J. Cantwell, Shane DeZilwa, and Paul Castellucci. "Scale-Up Tests of High Regression Rate Paraffin-Based Hybrid Rocket Fuels", Journal of Propulsion and Power, Vol. 20, No. 6 (2004), pp. 1037-1045.
- Bertoldi, Artur Elias de Morais. Avaliação experimental da queima de parafina e óxido nitroso em motores híbridos. 115 f. 2007. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas)-Universidade de Brasília, Brasília, 2007.
- C. A. Truesdell, III (1991) A First Course in Rational Continuum Mechanics. Vol. 1: General Concepts, 2nd ed., Academic Press. ISBN 0-12-701300-8. Sects. I.8-10.
- Cas, Pedro Luiz Kaled Da et al . An Optimized Hybrid Rocket Motor for the SARA Platform Reentry System. J.

Aerosp. Technol. Manag., São José dos Campos, v. 4, n. 3, p. 317-330, Sept. 2012

- Cunha Martins, Paulo Gabriel. Análise do fluxo de massa e energia dentro da pós câmara de combustão e da tubeira de um motor de um foguete híbrido. 2016. 91 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Aeroespacial) Faculdade Gama, Universidade de Brasília, Brasília, 2016.
- Dyer, J., Doran, E., Dunn, Z., and Lohner, K., "Modeling Feed System Flow Physics for Self-Pressuring Propellants," 43rd AIAA/ASME/ SAE/ASEE Joint Propulsion Conference&Exhibit, AIAA Paper 2007- 5702, July 2007.
- Henry, R. E., and Fauske, H. K., "The Two-Phase Critical Flow of One- Component Mixtures in Nozzles, Orifices and Short Tubes," Journal of Heat Transfer, Vol. 5, No. 25, May 1971, pp. 179–187.
- M. Arif Karabeyoglu, Brian J. Cantwell, and Greg Zilliac. "Development of Scalable Space-Time Averaged Regression Rate Expressions for Hybrid Rockets", Journal of Propulsion and Power, Vol. 23, No. 4 (2007), pp. 737-747.
- Stoia-Djeska, Marius et al. Numerical Simulations of Flow and Fuel Regression Rate Coupling in Hybrid Rocket Motors. Incas Bulletin, [s.l.], v. 9, n. 1, p.85-90, 9 mar. 2017. INCAS - National Institute for Aerospace Research Elie Carafoli. http://dx.doi.org/10.13111/2066-8201.2017.9.1.9.
- Shynkarenko A. Andrianov, A. B. O.; JR., M. N. D. B. Concept and design of the hybrid test-motor for the development of a propulsive decelerator of sara reentry capsule. 2015.

Shynkarenko, A. A. O.; Bertoldi, A. Low-thrust hybrid motor efficiency research for design optimization purposes. 2015.

Stephen A. Whitmore and Spencer N. Chandler. "Engineering Model for Self-Pressurizing Saturated-N2O-Propellant Feed Systems", Journal of Propulsion and Power, Vol. 26, No. 4 (2010), pp. 706-714.

Sutton, G. P., & Biblarz, O. (2001). Rocket propulsion elements. New York: John Wiley & Sons.

- Thermophysical Properties of Fluid Systems, [online database], National Institute of Standards and Technology, http://webbook.nist.- gov/chemistry/fluid/
- Yuan, W., and Schnerr, G. H., "Numerical Simulation of Two-Phase Flow in Injection Nozzles: Interaction of Cavitation and External Jet Formation," Journal of Fluids Engineering, Vol. 125, No. 6, Nov. 2003, pp. 963–969. doi:10.1115/1.1625687

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM FORNO DESTINADO À PRODUÇÃO DE CARVÃO

Pedro Augusto Marques Sanches Fernando Takeshi Fukuoka Omar Seye Liomar de Oliveira Cachuté Augusto Salomão Bornschlegell Universidade Federal da Grande Dourados - UFGD Rodovia Dourados - Itahum, Km 12 - Cidade Universitaria, Cx. Postal 364 - CEP 79804-970 pedroamarques.s@gmail.com, augustosalomao@ufgd.edu.br

RESUMO: O processo de carbonização da madeira para obtenção de carvão vegetal envolve várias etapas. Uma das mais importantes, a queima, emite uma grande quantidade de gases que são liberados na atmosfera, mas que poderiam ser reutilizados em outras etapas, como a secagem da carga de matéria prima. Para tanto, o estudo do escoamento de ar dentro de um forno de carbonização industrial se mostra um tanto quanto pertinente, visto que as propriedades do escoamento influenciam em vários aspectos de qualidade e eficiência do processo da obtenção do carvão como um todo. Neste trabalho, os estudos se deram na forma de procedimentos experimentais realizados em uma maquete em escala reduzida de um forno de carbonização. Por conta das limitações e impraticidades impostas pelo tamanho do forno em escala real, uma análise dimensional se fez necessária. A maquete foi construída com acrílico, termoformada e preenchida com corpos de prova para a simulação das situações encontradas no processo industrial. Os perfis de velocidade no interior do forno foram obtidos por meio de anemômetros de fio quente, distribuídos ao longo da extensão do forno. A calibração das sondas foi realizada utilizando-se a comparação com um manômetro de tubo de pitot em túnel de vento.

Palavras-Chave: Forno de carbonização, escoamento, anemômetro de fio quente

ABSTRACT: The process of carbonization of the wood to obtain charcoal involves several steps. One of the most important, the burning of the wood, emits a large amount of gases that are released into the atmosphere, but which could be reused in other stages, such as drying the wood. In order to do so, the study of the air flow inside an industrial carbonization furnace is shown to be quite pertinent, since the properties of the flow influences in several aspects of quality and efficiency in the process of obtaining coal. In this work, the studies were conducted in the form of experimental procedures performed on a small scale model of a carbonization furnace. Because of the limitations and impracticies imposed by the size of the furnace in real scale, a dimensional analysis became necessary. The model was constructed with acrylic, thermoformed and filled with specimens for the simulation of the situations found in the industrial process. The velocity profiles inside the furnace were obtained by hot wire anemometers, distributed along the length of the furnace.

Keywords: Carbonization furnace, flow, hot wire anemometer

INTRODUÇÃO

O carvão vegetal tem sido usado para fins domésticos por muitos anos e ainda tem uma ampla aceitação no mercado, independentemente do método de produção. Há um interesse renovado no uso de carvão vegetal como combustível por conta da facilidade no seu armazenamento e transporte. O carvão vegetal é amplamente utilizado na fabricação de diversos produtos químicos industriais como tetracloreto de carbono, cianeto de sódio e dissulfeto de carbono. Quantidades extensivas de carvão são convertidas em carbonos ativados e outros produtos com alto teor de carbono.

Os processos de fabricação do carvão vegetal no Brasil possuem grandes oportunidades de aprimoramento no que se diz respeito a eficiência energética e emissão de poluentes na atmosfera (de Oliveira *et al.*, 2006. Barcellos, 2002. Oliveira, 2012). Parte se deve a infraestruturas obsoletas e parte se deve a política ambiental atual. Um melhor aproveitamento energético dos processos citados implica não apenas em melhores resultados financeiros, mas principalmente, em menores impactos ambientais.

Dois tipos principais de processos de carbonização, apresentados na Fig. (1) são comparados, a carbonização parcial da madeira e a carbonização em fornos/câmaras de carbonização industriais. O presente trabalho se atenta ao estudo do



processo em fornos com carbonização parcial da madeira, visto que os processos em câmaras industriais possuem intrinsecamente elevado nível de controle do processo.



(a) Carbonização parcial

(b) Câmaras industriais

Figura 1. Processos de carbonização da madeira, adaptados de Skodras, 2004 e Temmerman, 2016

O carvão vegetal é produzido pela queima de madeira sob condições controladas de oxigênio (Kuo & Hsi, 2005). O princípio básico de tais processos é a colocação da carga no interior de um invólucro denominado de "forno", (geralmente construído em alvenaria, chapa metálica ou com a mistura de ambos), a secagem da mesma e a queima controlada de parte da madeira. A queima é realizada mediante a admissão controlada de ar no interior da carga. Os gases resultantes normalmente são removidos através de uma ou várias chaminés. Os rendimentos gravimétricos, ou seja, a relação entre a massa de carvão final e a massa de madeira seca (Paes *et al.*, 2012), desses processos para a obtenção de um bom carvão, em geral, não ultrapassam 40%. Como consequência 60% do peso de uma carga de madeira a ser processada transforma-se em gases. (Brito, 1990). As fases que compõe o processo da obtenção de carvão vegetal podem ser observadas na Tab. 1, sendo as fases I e II a etapa da secagem.



Tabela 1. Fases do fenômeno de conversão da madeira para carvão vegetal. Fonte: Brito, 1990

FASE	TEMPERATURA (°C)	FENÔMENOS E PRODUTOS	
Ι	até 200	- poucas reações importantes;	
		- perda de umidade;	
		- fase endotérmica;	
II	200 até 270 - 280	- aumento de reação e na eliminação de gases;	
		- a madeira passa para a cor marrom arroxeada;	
		- fase endotérmica;	
III	280 até 250 - 380	- importante fase de reações e grande eliminação de gases;	
		- composição de gases: centena de componentes químicos orgânicos ;	
		- o resíduo final dessa fase já é o carvão vegetal, mas que ainda apresenta compostos volatizáveis em sua estrutura;	
		- fase exotérmica;	
IV	380 - 500	- redução da saída de gases;	
		 - o carvão vegetal passa a sofrer uma purificação na sua composição química com a eliminação do restante dos gases voláteis contendo H e O. O carvão torna-se mais rico em carbono em sua estrutura (carbono não volátizavel ou carbono fixo); 	
		- fase exotérmica;	
V	Acima de 500	- degradação do carvão;	
		- término da carbonização e início da gaseificação do carvão;	

A maioria dos combustíveis sólidos, especialmente a biomassa, contém umidade, que pode, em alguns casos, equivaler à massa de partículas secas na carga. Portanto, a secagem é de importância crucial para o processo de combustão em termos de tempo e energia gastos (Peters & Bruch, 2002). Assim, verifica-se que o estudo da eficiência dos fornos mais recorrentemente empregados no país precisa ser aprofundado no que se diz respeito ao escoamento. Pouca atenção vem sendo dada aos aspectos fenomenológicos do processo. Para tanto, um estudo experimental se faz necessário.

METODOLOGIA

As dimensões do forno real não podem ser facilmente reproduzidas em laboratório, de modo que um estudo de análise dimensional e semelhança se faz necessário na construção de uma maquete em escala reduzida. Para este fim, a maquete experimental foi construída seguindo uma escala de 1:10, com dimensões de 560 mm de altura, 410 mm de largura e 1300 mm de comprimento. Como o forno utilizado nas indústrias apresenta uma simetria em torno da sua seção transversal na altura da chaminé, a maquete representa uma das metades do forno com relação ao seu plano de simetria. As toras utilizadas na pirólise têm dimensões de diâmetro que vão desde 50 mm a 400 mm, que para efeito de padronização dos corpos de prova, foi empregado um valor médio de 200 mm. Seguindo a escala, os corpos de prova foram fabricados em madeira, com dimensões de 20 mm de diâmetro e 300 mm de comprimento.

Acrílico foi adotado como matéria prima para fabricação da maquete por ser um material que oferece acesso ótico, facilidade no corte e colagem, e maleabilidade quando aquecido, o que oferece vantagens na etapa de fabricação, na visualização do escoamento, da disposição dos corpos de prova e sondas de medição.

As chapas de acrílico utilizadas possuem 6 mm de espessura. Após estudo para aproveitamento das mesmas, elas foram cortadas (Fig. (2a)), coladas (Fig. (2b)) e termoformadas (Fig. (2c)) seguindo as dimensões do projeto. As ferramentas utilizadas no trabalho do acrílico (brocas e serras) são as mesmas indicadas para trabalhos com madeira. Na etapa da colagem, as peças de acrílico já cortadas foram posicionadas em uma superfície plana e fixadas por meio de sargentos, para que não se movimentassem. A seguir a cola do tipo Metacrilato de Metila, própria para acrílico, foi aplicada por meio de seringas para garantir a precisão em sua aplicação, visto que a cola atua por meio do princípio da capilaridade. As áreas próximas de onde a cola seria aplicada foram protegidas por tiras de fita crepe. Para o processo da termoformagem, uma estrutura em aço foi empregada como molde e as chapas foram aquecidas por sopradores térmicos portáteis. Após o aquecimento, as chapas foram pressionadas contra o molde por meio de mãos francesas durante dois dias para que o efeito da termoformagem apresentasse melhor qualidade.



Figura 2. Processos de fabricação da maquete: (a) Corte, (b) Colagem e (c) Termoformagem

Para fixação das tampas do forno e da chaminé foram utilizados flanges parafusados (Fig. (3a)) de 30 mm de largura. Tiras de borracha de 8 mm de espessura por 25 mm de largura foram parafusadas e pressionadas entre os flanges (Fig. (3b)) para uma vedação efetiva contra vazamentos de ar. Além deste método, nas áreas em que as chapas de acrílico foram coladas, foi passado silicone industrial transparente (Fig. (3c)), para a vedação de eventuais poros e trincas formadas durante o processo de secagem da cola.



Figura 3. Vedação da maquete: (a) Furação dos flanges, (b) Borracha e (c) Aplicação do silicone

Procedimento experimental

Para a obtenção das medidas de velocidade do fluxo de ar dentro do forno, foram utilizados três anemômetros de fio quente da marca Omega, modelo FMA-906-R (Fig. (4b e 4c)), ligados a um datalogger da marca Keysight, modelo 34972A (Fig. (4a)).



Figura 4. Instrumentação: (a) Datalogger, (b) Transdutor e (c) Sondas

As sondas foram calibradas por meio da correlação de valores de tensão medidos pelo datalogger e valores de velocidade medidos por um manômetro modelo HD350 com tubo de pitot da marca Extech Instruments (Fig. (6a)). Todas as medidas adotadas na calibração foram obtidas em um túnel de vento da marca AeroAlcool, modelo AA-TVSH1 (Fig. (6c)). Um filtro gaussiano foi aplicado aos valores de tensão como forma de atenuação do ruído e os dados filtrados foram ajustados por uma regressão linear, com isso foram obtidas as curvas de calibração apresentadas na Fig. (5).



Figura 5. Curvas de Calibração: (a) Sonda 1, (b) Sonda 2 e (c) Sonda 3

Um cooler de computador foi posicionado na saída de ar no topo da chaminé com o intuito de aspirar o ar para fora e criar um fluxo dentro da maquete (Fig. (6b)). A velocidade média de saída empregada nos ensaios, medida com o auxílio de um anemômetro de hélice, foi de 5,2 m/s. O Cooler empregado possui área de passagem de 0,5670 m². Logo, a vazão mássica arbitrada para a execução do estudo foi de 0,2948 m³/s.



Figura 6. (a) Manômetro, (b) Ventilador e (c) Túnel de vento



Para os ensaios, os corpos de prova foram empilhados em quatro fileiras igualmente distribuídas ao longo da extensão do forno (Fig. (7a) e Fig. (8)), semelhante à disposição encontrada em processos industriais. As sondas foram introduzidas na maquete por meio de furos feitos nas três seções formadas pelos espaços entre as fileiras de corpos de prova (Fig. (7b)). Em cada seção, foram realizadas 16 tomadas de velocidade por cada sonda, espaçadas ao longo da largura da maquete.

Em cada local de medição das velocidades, cada sonda registrou 30 valores de tensão dos quais se obteve uma tensão média. A este valor, foi aplicada a curva de calibração retornando assim o valor de velocidade do ar no ponto.



Figura 7. Maquete Instrumentada: (a) Vista lateral, (b) Sondas em posição



Figura 8. Posicionamento das sondas

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como resultado das medições, foram obtidos 9 perfis de velocidade, distribuídos entre 3 seções da maquete, que podem ser observados nas Fig. (9), Fig. (10) e Fig. (11).





Figura 9. Perfis de velocidade da seção 1: (a) Sonda 1, (b) Sonda 2 e (c) Sonda 3



Figura 10. Perfis de velocidade da seção 2: (a) Sonda 1, (b) Sonda 2 e (c) Sonda 3



Figura 11. Perfis de velocidade da seção 3: (a) Sonda 1, (b) Sonda 2 e (c) Sonda 3

O perfil de velocidades na primeira seção, sonda 1, observado na Fig. (9a), apresenta aumento de velocidades no sentido da entrada de ar (410 mm) até a parede oposta. As velocidades observadas variam entre 12 e 20 m.s-1. Na mesma seção, a sonda 2 na Fig. (9b) apresenta um perfil de velocidades nulo, explicado pela restrição ao fluxo de ar imposta pelos corpos de prova. O comportamento do perfil de velocidades registrado pela sonda 3 na seção 1, Fig. (9c), é semelhante ao observado pela sonda 1 na mesma seção, Fig. (9a), onde a velocidade do fluxo sofre uma queda no sentido da parede da chaminé (0 mm) até a entrada de ar. As velocidades registradas por esta sonda nesta posição variam entre 4 e 10 m.s-1.

Na seção 2, a sonda 2, Fig. (10b), registra um perfil de velocidades nulo em toda a extensão da medição. Nessa mesma seção, os perfis observados pelas sondas 1 (Fig. (10a)) e 3 (Fig. (10c)) apresentam um comportamento parecido, com uma pequena queda na velocidade entre os pontos 0 mm e 273,4 mm, com um expressivo aumento no valor da mesma em 289 mm e sua estabilização até a parede oposta à chaminé (410 mm). Nesta seção, a sonda 1 (Fig. (10a)) registrou valores de velocidade entre 14 e 16 m.s-1, enquanto a sonda 3 (Fig. (10c)) registrou valores entre 5 e 7 m.s-1.



Na seção subsequente, a sonda 2 (Fig. (11b)) registra velocidades nulas entre os pontos 0 mm e 273,4 mm. No ponto 289 mm ela registra uma elevação da velocidade até o valor de aproximadamente e 9 m.s-1, o qual vai se reduzindo até a parede da entrada de ar (410 mm). Novamente, as sondas 1 (Fig. (11a)) e 3 (Fig. (11c)) se assemelham quanto ao comportamento das velocidades, registrando valores estáveis entre 0 mm e 273,4 mm com uma elevação em 289 mm, assim como a sonda 2 (Fig. (11b)). A sonda 1 (Fig. (11a)) apresentou valores de velocidade entre 13 e 33 m.s-1 e a sonda 3 (Fig. (11c)) valores entre 6 e 16 m.s-1.

Conforme pode ser observado nas discussões anteriores e nas Fig. (9), Fig. (10) e Fig. (11), o fluxo de ar tende a contornar as pilhas de corpos de prova e percorrer a extensão do forno no espaço existente entre os corpos de prova e as paredes, o que é confirmado pelos perfis registrados pela sonda 2, onde verifica-se um fluxo de ar praticamente nulo a uma altura média do forno. Isso pode ser explicado pelo pequeno espaço deixado entre os corpos de prova ao serem empilhados quando comparado ao espaço existente entre os corpos de prova e as paredes, o que representa uma restrição significante ao fluxo de ar.

CONCLUSÃO

Como afirmado por (Peters & Bruch, 2002) a secagem é uma etapa crucial na pirólise da madeira. A velocidade do fluxo de ar e seu contato efetivo com a madeira influência tanto na melhora da uniformidade do processo de secagem quanto na diminuição do tempo levado na reação química da pirólise (Kuo & Hsi, 2005. Levy & Wong, 1965). Portanto, os perfis de velocidade observados no presente experimento se mostram um tanto quanto ineficientes ao processo de secagem da madeira, de modo que a maior parte do fluxo de ar se encontra junto as paredes do forno, enquanto quase nenhum fluxo é observado entre os feixes de madeira empilhados.

Isso demonstra que estudos em cima do método atual de produção de carvão e mudanças em sua geometria e funcionamento se fazem necessários, de modo a se obter melhores distribuições de velocidades no interior dos fornos, melhorando significativamente a eficiência do processo.

Além disso, uma melhora no escoamento de ar dentro do forno favorece a reutilização dos gases liberados na queima da madeira. Um uso interessante para estes gases reciclados é a sua utilização na secagem de novas cargas de matéria prima em outros fornos, o que aumenta consideravelmente a eficiência energética do processo.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte oferecido por intermédio do Projeto de pesquisa: Queimador de Gás Pobre - GERDAU, convênio 01/2015.

REFERÊNCIAS

Barcellos, D.C., 2002. "Forno container para produção de carvão vegetal: desempenho, perfil térmico e controle da poluição, dissertação", apresentada à Universidade Federal de Viçosa, Minas Gerais.

- Brito, J.O., 1990. "Princípios de produção e utilização de carvão vegetal de madeira". 15 May 2018. <<u>http://www.ipef.br/publicacoes/docflorestais/cap9.pdf</u>>.
- Kuo, J.T. and Hsi, C.L., 2005. "Pyrolysis and ignition of single wooden spheres heated in high-temperature streams of air". 15 May 2018. <<u>https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0010218005001148</u>>.
- Levy, M. and Wong, P., 1965. "The oxidation of pyrolytic graphite at various temperatures and air velocities". 15 May 2018. <<u>http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/620005.pdf</u>>.
- Oliveira, A.C., 2012. "Sistema forno-fornalha para a produção de carvão vegetal", dissertação apresentada à Universidade Federal de Viçosa, Minas Gerais.
- de Oliveira, S.F. *et al.*, 2006. "Produção de carvão vegetal em fornos cilíndricos verticais: um modelo sustentável", XIII SIMPEP Bauru, SP, Brasil, 6 a 8 de Novembro de 2006.
- Paes, J.B. *et al.*, 2012. "Rendimento e caracterização do carvão vegetal de três espécies de ocorrência no semiárido brasileiro", Ciência da Madeira (Braz. J. Wood Sci.), Pelotas, v. 03, n. 01, p. 01-10, Maio de 2012. 21 Jun 2018. https://periodicos.ufpel.edu.br/ojs2/index.php/cienciadamadeira/article/view/4037/3181>.
- Peters, B. and Bruch, C., 2002. "Drying and pyrolysis of wood particles: experiments and simulation". 15 May 2018. <<u>https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0165237002001341</u>>.
- Skodras, G. et al., 2004. "Overview of low temperature carbonization", CE.R.T.H./ I.S.F.T.A. and CFF OPET E.C. co-founded Project, ISFTA.
- Temmerman, M., 2016. "Towards a cleaner charcoal production process, de-bushing project". 15 May 2018. <<u>http://www.ncanamibia.com/wp-content/uploads/2016/11/De-bushing-project-toward-a-cleaner-charcoal-production-process_EN.pdf</u>>.



DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO EM TORNO DE CILINDRO DE BASE TRIANGULAR BIDIMENSIONAL PARA BAIXOS NÚMEROS DE REYNOLDS

Thiago Lenon Barros da Silva, Fernando Augusto Alves Mendes, Augusto Salomão Bornschlegell Universidade Federal da Grande Dourados Rodovia Dourados/Itahum, Km 12 - Unidade II, Dourados, MS, Brasil <u>thiagolenon.bs@gmail.com</u> augustosalomao@ufgd.edu.br

RESUMO: Tem-se como escopo do presente trabalho o estudo e emprego da técnica de visualização de escoamento para a compreensão dos mecanismos físicos envolvidos no escoamento de ar em torno de perfis. O foco do estudo se restringe à técnica de visualização cujo fluido de trabalho seja o ar. O escoamento é realizado por meio da utilização de um túnel de vento com o auxilio de gerador de fumaça para traçar as linhas de corrente. Este traçador permite avaliar a geração, desenvolvimento, interações e dissipação de estruturas turbilhonares características do escoamento, proporcionando o alcance do objetivo proposto por este artigo.

Palavras-Chave: Visualização de escoamento, cilindro triangular equilátero, estruturas turbilhonares

ABSTRACT: The scope of this work is the study and use of the visualization technique to understand the physical mechanisms involved in air flow around profiles. Therefore, the focus of the study is restricted to the visualization technique whose working fluid is air and the flow is performed through the use of a wind tunnel with the help of a smoke generator to trace the stream lines. This tracer allows to visualization the generation, development, interactions and dissipation of characteristic swirling structures of the flow, providing the scope of the objective proposed by this article.

Keywords: Flow visualization, equilateral triangular cylinder, eddy structures

INTRODUÇÃO

A área de mecânica dos fluidos referente ao escoamento externo pode ser encontrada em diversas aplicações da engenharia como em estruturas *offshore*, aeromodelos, indústria automotiva, resfriamento de circuitos, medidores de vazão, entre outros como mencionado por Sercan Yagmur *et al.* (2017), evidenciando a importância da área dentro da engenharia.

Os corpos submetidos a esses escoamentos externos podem ter caráter aerodinâmico como nos casos de aplicações aeronáuticas e automobilísticas em que as forças de arrasto tendem a ser minimizadas ao máximo, ou podem ser considerados rombudos como o caso de esferas, placas e cilindros. Esse último tipo de corpo proporciona ao escoamento o descolamento da camada limite com maior facilidade, gerando estruturas turbilhonares na esteira e evidenciando um grande potencial para estudo.

Motivados pela análise do comportamento das estruturas turbilhonares em corpos rombudos, inúmeros pesquisadores estudaram o escoamento em tornos de cilindros submetidos a diversos Números de Reynolds, dentre eles, pesquisadores pioneiros como Camichel (1927) que observou o inicio da instabilidade do escoamento em torno de cilindros de seção circular pra baixos valores de Reynolds e Theodore von Kármán que deu seu nome a uma esteira característica do escoamento em tornos de corpos rombudos.

Cilindros têm sido os maiores alvos, como geometria, de estudos para os corpos rombudos. Contudo, cilindros de seção diferentes da circular são menos frequentes, mas que ainda acarretam em grande aplicabilidade dentro da engenharia. Jiahuang Tu *et al.* (2014) realizou a simulação em um cilindro de seção triangular com o objetivo de encontrar a relação de pressão com os efeitos causados pelo acréssimo do número de Reynolds e ângulo de ataque, através de simulações com o escomento passante pelo cilindro estácionário e oscilante. K. B. Sahu & Ravi Kumar Singh (2014) analisaram a influência da convecção natural para o fluxo e tranêsferncia de uma forno quadrado com um cilindro triangular por meio de simulação em CFD (*Computational Fluid Dynamics*), motivados pela grande aplicabilidade em design de coletores solares e sistema de armazenamento térmico.

Técnicas de visualizações foram sendo desenvolvidas ao longo das necessidades exigidas pelos estudos do escoamento nesses corpos. Smits et al. (2012) menciona em seu livro Flow Visualization: Techniques and Examples



características e funções de cada componente de um túnel de vento além de diferentes tipos de técnicas de visualizações utilizando de fumaça como o traçador para as linhas de corrente na esteira do experimento.

Neste contexto, este trabalho tem como objetivo a analise comportamental das etruturas turbilhonares geradas na esteira de um corpo de prova com a forma de um cilindro de seção triangular, no qual será submetido a escoamentos com quatro distintos valores para o Número de Reynolds.

METODOLOGIA

Aparato experimental

Após a decisão da geometria como cilindro triangular equilátero ter sido idealizada, buscando um dimensionamento a atender a uma determinada faixa para o Número de Reynolds e a compatibilidade com o túnel de vento, a peça foi fabricada em acrílico. Fig. (1).



Figura 1. Fabricação do corpo de prova: a) corte do acrílico, b) colagem das peças

O túnel de vento utilizado é do tipo subsônico horizontal AA-TVSH1, como mostrado na Fig. (2), contendo uma faixa de rotação de 88 a 1760 rpm. A rotação mínima proporcionada pelo túnel de vento não é capaz de atender aos baixos valores de Reynolds almejados neste trabalho. Desse modo, uma adequação ao túnel de vento se fez necessária. Instalou-se um *cooler* de computador, conforme mostrado pela Fig. (3), atuando como o único elemento responsável por colocar o fluido de trabalho em movimento. Toda a região de saída original foi vedada com duas camadas de papelão e fita. Ele é controlado por meio de um circuito formado por uma fonte e um potenciômetro, disponibilizando uma faixa de velocidades a serem exploradas nos ensaios.



Figura 2. Túnel de vento utilizado no experimento



a)

Figura 3. a) Adequação feita com o cooler ao túnel de vento b) circuito esquemático

Parâmetros governantes

Segundo Zdravkovich (1997), o Número de Reynolds tem principal destaque quanto parâmetro governante no escoamento em torno de cilindros, contudo, o mesmo autor salienta a existência de outros parâmetros que podem ter influência sob os resultados. Por exemplo, cita-se a razão de bloqueio, ou seja, quanto o corpo de prova é importante com relação à altura da seção de testes; a razão de aspecto do próprio corpo de prova assim como a sua rugosidade relativa.

A razão de bloqueio é fortemente relacionada com o Reynolds, pois ambos dependem do dimensionamento do diâmetro do cilindro. Dessa maneira, a escolha do tamanho do lado do cilindro foi feita de modo a atender aos valores de Reynolds requerido e a uma razão de bloqueio alta o suficiente para que as paredes de topo e base não interfiram no escoamento. Em contrapartida, o baixo valor para o diâmetro do cilindro que favorece os requisitos anteriores deve ser limitado para que não dificulte a visualização das linhas de corrente.

O comprimento do cilindro foi feito com a mesma profundidade da seção de teste, amenizando os efeitos de pontas, mantendo o modelo bidimensional.

A escolha do acrílico como material para a construção do corpo de prova, além de ser fundamentada pela questão de peso, também tem embasamento em sua característica superficial, onde o caráter liso desse polímero minimiza a interferência da rugosidade na interação entre o corpo sólido e o escoamento.

Procedimento experimental

Para dar início ao experimento primeiro é feita a fixação do corpo de prova em posição simétrica em relação à linha horizontal como mostra a Fig. (4). A máquina geradora de fumaça é posicionada na entrada do túnel de vento, finalizando a preparação dos fatores para traçar as linhas de corrente do escoamento. Quanto à obtenção das imagens, são posicionadas lâmpadas sobre a seção do túnel de vento com obstrução da luz em direção ao fundo da seção de testes formando uma distribuição de luz estreita sobre a fumaça, evitando uma sobreposição da mesma ao visualizar o escoamento. A câmera é posicionada sobre um tripé e equipada com um disparador a cabo, minimizando a vibração ao capturar as imagens por parte do operador.





Figura 4. Posicionamento do corpo de prova dentro do túnel de vento

Para a execução do experimento é injetada fumaça pela entrada do túnel de vento no compartimento convergente com o *cooler* ainda desligado. Antes de se colocar o ar com fumaça em movimento, houve um tempo de espera para que o traçador se estabilizasse antes de adentrar a seção de testes. Esta etapa é de fundamental importância, dada a ordem de grandeza das velocidades observadas na seção de testes. Ao ligar o *cooler* o operador já posicionado faz os registros fotográficos das esteiras. Com o auxílio do potenciômetro o ensaio pode ser realizada para quatro diferentes velocidades.

Devido ao melhor controle de luz, realização do experimento ocorreu durante o período da noite, de modo que o ambiente pudesse ter apenas as luzes oriundas das lâmpadas, evitando outras fontes externas que poderiam prejudicar a obtenção das imagens.

Equações governantes

Visando observar a formação da esteira, realizou-se o calculo do Número de Reynolds, Eq. (1) e sua respectiva incerteza (ΔRe), Eq. (2).

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$
(1)
$$\Delta Re = \pm \sqrt{\left(\frac{v \cdot D}{\mu} \Delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\rho \cdot D}{\mu} \Delta v\right)^2 + \left(\frac{\rho \cdot v}{\mu} \Delta D\right)^2 + \left(-\frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu^2} \Delta \mu\right)^2}$$
(2)

Onde ρ representa a densidade do ar, *v* a velocidade do escoamento dentro da seção de testes, *D* a medida do lado do cilindro, μ a viscosidade dinâmica do ar e *Re* o Número de Reynolds. As respectivas incertezas da densidade, velocidade, dimensão característica e viscosidade são $\Delta \rho$, Δv , ΔD e $\Delta \mu$.

A velocidade na seção de testes é obtida através do princípio de conservação de massa entre a saída do túnel e a seção de testes. Mensuradas as dimensões do túnel com uma régua e a velocidade de saída do túnel com um manômetro foi possível encontrar a velocidade do escoamento pela Eq. (3) e sua respectiva incerteza pela Eq. (4).

$$v = \frac{v_C \cdot A_C}{A_S}$$
(3)
$$\Delta v = \sqrt{\left(\frac{A_C}{A_S} \Delta v_C\right)^2 + \left(\frac{v_C}{A_S} \Delta A_C\right)^2 + \left(-\frac{A_C \cdot v_C}{A_S^2} \Delta A_S\right)^2}$$
(4)

Onde v é a velocidade do escoamento, v_C é a velocidade da saída do túnel, A_C é a área de passagem do ar pelo *cooler* e A_S é a área da seção de testes.

Os valores de viscosidade dinâmica e densidade do ar para a temperatura ambiente de 12° C são respectivamente $1,47 \times 10^{-5}$ [*Pa.s*] e 1,251 [*kg/m*³] (Çengel *et al*, 2013).

A partir dos valores conhecidos é possível calcular a velocidade do escoamento pela Eq. (3) e em seguida é encontrado o Número de Reynolds pela Eq. (1). Os valores são mostrados na tabela Tab. (1).



Fabela 1. Valor	res para o Número	de Reynolds e :	suas respectivas	velocidades
-----------------	-------------------	-----------------	------------------	-------------

Velocidade na saída do cooler [m/s]	Velocidade do escoamento $[m/s]$	Re [Adimensional]
$2,0 \pm 0,1$	$8,14\text{E-}02 \pm 0,004$	347 ± 19
$3,0 \pm 0,1$	$1,22E-01 \pm 0,004$	521 ± 20
$4,0 \pm 0,1$	$1,63E-01 \pm 0,004$	695 ± 22
$5,0 \pm 0,1$	$2,04\text{E-}01 \pm 0,005$	868 ± 25

Os valores de incerteza para a área da seção de testes, área do *cooler*, medida do lado do cilindro, da viscosidade dinâmica e a densidade do ar foi estimada como $\pm 1\%$ do valor nominal, enquanto a velocidade na saída do *cooler* foi estimada como $\pm 0,1$ [*m/s*] devido à precisão do anemômetro de hélice utilizado.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados são apresentados por meio das imagens da Fig. (5) à Fig.(8), mostrando a esteira formada em cada escoamento realizado, nos quais são divididos de acordo com os quatro valores do Número de Reynolds que foram aplicados.

Escoamento 1 (*Re*=347±19)





Figura 5. 1° Escoamento ($Re=347 \pm 19$)

Pela Fig. (5a) é possível observar um jato de fumaça acelerado na parte superior do cilindro devido à conservação de massa (WHITE & Frank M, 2010), enquanto nas Fig. (5b) e Fig. (5c) é possível notar a formação de vórtices nos quais os superiores giram em sentido horário e os inferiores giram em sentido anti-horário. Pela Fig. (5d) fica visível o desprendimento de vórtices da bolha de recirculação. Dada a posição relativa entre o corpo de prova e o escoamento, observa-se que o descolamento da camada limite ocorre nas arestas posteriores.





 2° Escoamento (*Re*=521 ± 20)



Figura 6. 2° Escoamento ($Re=521 \pm 20$)

As imagens obtidas para esse valor de Número de Reynolds evidenciam, melhor que no caso anterior, o escoamento crítico (Ribeiro, P. A. R., 2002), onde o surgimento de vórtices ocorre de maneira intercalada entre a parte superior e inferior.

3° Escoamento (*Re*=695 ± 22)



a)



c)



Figura 7. 3° Escoamento (*Re*=695 ± 22)

Com o aumento de Reynolds, as estruturas formadas tendem a serem cada vez mais arrastadas pela camada de cisalhante do escoamento, mantendo os vórtices menos dispersos ao longo da altura da esteira.

4° Escoamento ($Re=868 \pm 21$)





a)





Figura 8. 4° Escoamento ($Re=868 \pm 21$)

A interação entre as estruturas turbilhonares e as camadas livres cisalhantes faz com que dois vórtices subsequentes com vorticidades de sinal oposto se anulem. Vale ressaltar a interação entre as estruturas, mostrado na Fig. (8a), que constata o deslocamento do fluido (traçador) da parte superior para a parte inferior. Na Fig. (8b) ressaltase a formação da região de circulação na região posterior do cilindro. Nas Fig. (8c, 8d), as imagens ressaltam o desenvolvimento dos vórtices logo após o descolamento da camada limite.



De modo geral, a variação do Número de Reynolds não foi suficiente para se observar mudanças do regime no escoamento, justificando a semelhança encontrada para cada ensaio. Embora observa-se a presença de vórtices, o regime observado nos ensaios é laminar, pois as estruturas estão bem definidas.

O deslocamento da camada limite observado, mencionado anteriormente, se manteve constante para todos os escoamentos, característico do perfil triangular utilizado. Após o descolamento, o escoamento manteve-se paralelamente a direção do escoamento médio (na horizontal).

Quanto ao dimensionamento das estruturas turbilhonares na esteira, conferem com o que é afirmado na literatura, onde as mesmas apresentam a mesma ordem de grandeza dos cilindros.

A região de circulação não sofreu alongamento, mantendo se restrita atrás do corpo de prova ao longo de todos os escoamentos.

CONCLUSÃO

Com este estudo foi possível realizar o objetivo inicial de analisar estruturas turbilhonares formadas no escoamento em torno de um cilindro de base triangular, onde foi possível identificar características importantes do escoamento. Na faixa de Reynolds estudada (347 - 868), observou-se a emissão alternada de vórtices laminares a partir do cilindro. Logo apesar do escoamento apresentar vórtices, o seu regime de escoamento ainda é laminar. A execução dos ensaios de visualização se mostrou de grande potencial para estudos futuros voltados a aplicação dentro da engenharia como o estudo de estruturas *offshore*, medidores de vazão e resfriamento de circuitos elétricos.

AGRADECIMENTOS

Os autores deste trabalho agradecem a Universidade Federal da Grande Dourados pela disponibilidade de laboratório e instrumentos utilizados e ao responsável pelo laboratório Evandro pelo tempo e esforços dedicados ao a realização deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- Jiahuang Tu, Dai Zhou, Yan Bao, Zhaolong Han, Rudi Li,2014, "Flow characteristics and flow-induced forces of a stationary and rotating triangular cylinder with different incidence angles at low Reynolds numbers", Journal of Fluids and Structures, Volume 45, Pages 107-123
- K.B. Sahu, Ravi Kumar Singh, 2014, "Analysis of Heat Transfer and Flow Due to Natural Convection in Air Around Heated Triangular Cylinders of Different Sizes Inside a Square Enclosure", Procedia Engineering, Volume 90, Pages 550-556
- Ribeiro, P. A. R., 2002, "Desprendimento de vórtices e controle em esteiras de cilindros por simulação numérica direta", Dissertação(Mestrado em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental). Instituto de Pesquisas Hidráulicas. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre (RS), 94 p
- Sercan Yagmur, Sercan Dogan, Muharrem Hilmi Aksoy, Ilker Goktepeli, Muammer Ozgoren,2017,"Comparison of flow characteristics around an equilateral triangular cylinder via PIV and Large Eddy Simulation methods", Flow Measurement and Instrumentation,Volume 55,Pages 23-36
- Smits, A. J. and Lim, T. T., 2012, "Flow Visualization: Techniques and Examples (Second Edition), Imperial College Press

WHITE, Frank M., 2010, "Mecânica dos Fluidos". ArtMed

Dr., Yunus A. Cengel and Cimbala, 2013, "Fluid Mechanics Fundamentals and Applications", McGraw-Hill Education Zdravkovich, M. M., 1997, "Flow Around Circular Cylinders Volume 1: Fundamentals", Oxford University Press

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise







() Projeto de Máquinas(X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DA PERDA DE CARGA, FATOR DE ATRITO E TENSÃO CISALHANTE EM DUTOS DE PASSAGEM ANULAR EXCENTRICA

D.A. Veloso, D.C. Sandoval, J.N.V. Goulart

Grupo de Mecânica Experimental e Computacional – GMEC, Universidade de Brasília, Faculdade do Gama - FGA St. Leste Projeção A – Gama Leste, Brasília – DF, 72444-240. danily.veloso@gmail.com, diana.csandovalc@gmail.com, jvazgoulart@gmail.com

RESUMO: Diferentes aplicações envolvendo escoamentos internos em passagens excêntricas são encontradas na engenharia, tais como trocadores do tipo casco-tubo, sistemas de irrigação, e colunas de injeção à vácuo utilizadas na indústria do petróleo. Ensaios experimentais e simulações numéricas, utilizando a plataforma comercial ANSYS – CFX, foram desenvolvidas para avaliar a perda de carga, o fator de atrito e a distribuição de tensão cisalhante para um duto de passagem anular excêntrica com uma razão de raios, r/R = 0.54. Tanto as simulações numéricas, quanto os ensaios experimentais ocorreram para uma faixa de número de Reynolds (Re_{Dh}) de [4000 – 11000]. Sendo que o número de Reynolds foi baseado na velocidade média (u_m), no diâmetro hidráulico da seção de testes (D_h) e na viscosidade cinemática do fluido de trabalho (v). Na solução numérica foi utilizada uma discretização em volumes finitos e o modelo de turbulência k- ω SST, enquanto que os resultados experimentais contaram com um transmitter de pressão. Os resultados tanto experimentais, quanto numéricos foram comparados a soluções analíticas disponíveis na literatura, apresentando boa concordância com os valores esperados. Os resultados mostraram que a excentricidade da seção transversal é um parâmetro inversamente proporcional ao fator de atrito do escoamento, e que a tensão cisalhante nas paredes da tubulação tende a diminuir em regiões próximas à menor fenda da seção excêntrica.

Palavras-Chave: tubos excêntricos, tubos concêntricos, seção transversal anular, perda de carga, fator de atrito, tensão cisalhante.

ABSTRACT: Several applications involving internal flow in eccentric passages are found in engineering, such as shelland-tube heat exchangers, irrigation systems, and vacuum injection columns used in the petroleum industry. Experimental and numerical simulations, using the ANSYS-CFX commercial platform, were developed to evaluated the pressure drop, friction factor and shear stress distribution for an eccentric annular duct with a radius ratio, r/R = 0,54. Both the numerical simulations and the experimental tests occurred for a Reynold's number range (Re_{Dh}) of [4000 – 11000]. The Reynold's number was based on the mean velocity (u_m), the hydraulic diameter of the test section (D_h) and the kinematic viscosity of the working fluid (V). A finite volume discretization and the SST turbulence model of k- ω were used. Both experimental and numerical results were compared to analytical solutions available in the literature, showing good agreement with the expected values. It also concluded that the eccentricity of the cross section is a parameter inversely proportional to the friction factor of the flow, and that the shear stress in the walls of the pipe tends to decrease in regions close to the thinner gap in the eccentric section.

Keywords: eccentric channels, concentric channels, annular cross section, pressure drop, friction factor, shear stress.

INTRODUÇÃO

Escoamentos internos possuem diversas aplicações na engenharia, a exemplo de trocadores de calor, poços de perfuração para petróleo, transporte de diferentes tipos de fluidos, reatores nucleares, e ainda, iniciativas envolvendo posicionamento de cateteres em artérias (Choueiri e Tavoularis, 2014).

Desta forma, o comportamento destes escoamentos tem sido amplamente estudado, sendo que, em sua maioria estudos teóricos e experimentais concentram-se no estudo de escoamentos em dutos de seção transversal circular. No entanto, seja por questões econômicas, seja por questões construtivas, há diversas aplicações na engenharia para dutos de geometria não-circular.

São exemplos de aplicações de dutos de seção anular, trocadores de calor do tipo casco-tubo, sistemas de irrigação, e até mesmo coluna de injeção à vácuo, utilizada na indústria de petróleo com intuito de aumentar o fator de recuperação do óleo contido nos reservatórios (Pereira, Ribeiro e Romero, 2017).

Desse modo, a seção anular tem sido objeto de estudo de muitos trabalhos experimentais e numéricos ao longo dos últimos anos. Tais trabalhos abordam temas como a influência da razão dos raios da seção, r/R, da concentricidade e da



excentricidade em parâmetros como perda de carga, fator de atrito e distribuição de tensão cisalhante nas paredes das seções transversais (Liu e Lu, 2004).

Lawn e Elliot (1972) conduziram experimentos em um canal vertical com 3 razões de raio diferentes. Os autores avaliaram os resultados obtidos para o fator de atrito ante a equação de Blasius, que por sua vez, encontraram-se em uma faixa de 2-3% de diferença com a mesma. Em 1973, Rehme (1974) realizou um estudo experimental envolvendo escoamento turbulento em tubos concêntricos que avaliou perda de carga, a posição do ponto de tensão cisalhante zero e, ainda, o perfil de velocidade para diferentes razões de raio, r/R. Os resultados obtidos pelo autor apresentaram que a perda de carga aumenta levemente à medida que a razão de raios aumenta. Tal resultado encontrou boa concordância com aqueles discutidos por outros autores como o Maubach (1969), Quarmby (1967) e Tiedt (1968).

Este trabalho tem por objetivo realizar um estudo experimental e numérico do escoamento turbulento em tubos de seção anular excêntrica. Para tanto, uma bancada experimental foi desenvolvida afim de propiciar medições de perda de carga, distribuição de velocidade e tensões cisalhantes na parede da tubulação. O estudo numérico foi realizado na plataforma comercial ANSYS – CFX por meio da técnica de volumes finitos. A turbulência foi modelada utilizando-se o modelo k- ω SST. As simulações numéricas foram conduzidas para as mesmas faixas de Reynolds e posteriormente foram comparadas aos resultados experimentais e a soluções analíticas. Todos os ensaios experimentais e simulações numéricas foram feitos para dutos de passagem anular de r/R = 0,54.

É proposito desse artigo avaliar a perda de carga, o fator de atrito e a tensão de cisalhamento nas paredes, visando conhecer com mais especificidade a influência da geometria do duto neste tipo de parâmetro. Também é objetivo do artigo comparar soluções analíticas, já disponíveis na literatura, com os resultados numéricos e experimentais obtidos.

METODOLOGIA

Este trabalho consiste em um estudo experimental que envolve medição de perda de carga e de fator de atrito para seções transversais anulares, assim como, num estudo numérico que envolve tanto medição de fator de atrito, quanto avaliação de tensão de cisalhamento nas paredes interna e externa da seção transversal anular excêntrica.

Procedimento experimental

Nesse trabalho foi desenvolvida uma bancada experimental para medição de perda de carga e fator de atrito. Tal bancada é composta por um ventilador centrífugo acoplado a um duto retangular de acrílico de dimensões [0,15 x 0,20] m, de comprimento 4,00 m. Ao ventilador é acoplado um inversor de frequência, marca WEG, modelo CFW 8, de tal forma que o fluxo mássico, e por conseguinte o número de Reynolds do escoamento, pode ser ajustado através da variação de rotação do rotor do ventilador.

Como pode ser observado na Fig. 1 (a), a montante da região de testes, foi posicionado um homogeneizador do tipo colmeia com intuito de reduzir o nível de turbulência em tal região.

Quatro distintas configurações de seção de testes foram posicionadas nessa bancada, sendo a primeira, referente a tubos concêntricos de 60,00 mm e 32,20 mm de diâmetro dos tubos externo e interno, respectivamente, Fig. 1 (b). Assim como, foram construídas três seções transversais anulares excêntricas. O cálculo da excentricidade destas seções seguiu a Eq. (1), onde Δy é a distância entre os centros dos dois tubos, d_o é o diâmetro do tubo externo, e d_i é o diâmetro do tubo interno.

$$e = \frac{2\Delta y}{d_0 - d_i} \tag{1}$$

Assim, montou-se uma seção anular de excentricidade 0,20, Fig. 1 (c), uma segunda seção anular de excentricidade 0,50, Fig. 1 (d), e ainda, uma seção anular de excentricidade 0,70, Fig. 1 (e).

Todos os tubos utilizados nas quatro seções de testes são de policloreto de vinila, PVC.





Figura 1. Seção de Testes. (a) Vista Lateral da seção de testes. (b) Seção Anular Concêntrica. (c) Seção Excêntrica – 0,20. (d) Seção Excêntrica – 0,50. (e) Seção Excêntrica – 0,70.

A medição de vazão foi realizada através de um medidor tipo turbina TCM-L do da marca RÜCKEN localizado 800 mm à montante da seção de testes. As tomadas de pressão estão localizadas após o medidor de vazão em todas as seções de testes avaliadas, como apresenta a Fig. 1 (a). As posições de P_1 e P_2 seguiu critérios para garantir a condição de escoamento completamente desenvolvido, para assegurar leituras confiáveis de perda de carga entre os pontos, assim como, para evitar interferência da pressão atmosférica nos valores obtidos no ponto P_2 .

Para medir o diferencial de pressão utilizou-se um transmitter de pressão DWYER, modelo DM-2000, que por sua vez, tinha sua saída conectada a um multímetro de bancada da marca POLITERM, modelo POL-79C, com a finalidade de apresentar valores de diferencial de pressão em miliampere para posterior conversão conforme planilha de calibração.

Para as seções transversais anulares, representadas pelas Figs. 1(b), (c), (d) e (e), foi necessário fazer uma conexão entre um duto de 32,20 mm, posicionado na saída do medidor de vazão, e o tubos concêntricos e excêntricos, de diâmetro externo de R = 60,00 mm.

Foi utilizada a mesma metodologia para todas as seções de testes, uma vez que os equipamentos estavam calibrados, tendo suas escalas de funcionamento observadas, tendo sido levantadas as condições ambientais, iniciou-se o experimento.

Com auxílio do inversor, foi possível variar a rotação do ventilador centrífugo, controlando assim a vazão do escoamento analisado. Obtendo então, uma faixa de número de Reynolds de $4000 < \text{Re}_{Dh} < 11000$.

Procedimento numérico

As simulações numéricas foram realizadas com intuito de obter valores de fator de atrito e tensão de cisalhamento na parede para as configurações excêntricas, visto que não há soluções de referência para tal problema.

Para isso, modelou-se uma seção anular excêntrica de dimensões iguais ao experimental, 60,00 mm e 32,20 mm, de diâmetro externo e interno, respectivamente. Sendo utilizados dados de velocidade experimentais como condição inicial para a simulação numérica, abrangendo assim, uma faixa de $4000 < \text{Re}_{Dh} < 11000$.

O número de Reynolds foi baseado na velocidade média do escoamento, no diâmetro hidráulico da seção e na viscosidade cinemática do fluido. Assim, foram feitas soluções numéricas estacionárias, com o auxílio de uma plataforma comercial, utilizando a técnica de volumes finitos, e o modelo de turbulência $k - \omega$ SST. Estabeleceu-se ainda, uma intensidade de turbulência de 5% na entrada do domínio computacional. Nas paredes do domínio computacional, foi



imposta condição de não escorregamento (u = v = w = 0). Na saída, foi prescrito pressão diferencial nula. A solução numérica se deu em regime permanente e os termos advectivos foram calculados com um esquema de advecção *upwind* de segunda ordem.

A malha criada tem uma geometria hexaédrica, com um número total de nós de 3648120. Junto as superfícies sólidas, foi tomado cuidado especial no sentido de ter-se y⁺ \leq 1. A Fig. 2 mostra a seção de testes esquematizada, bem como as posições nas paredes externa e interna, onde foram medidas as tensões de cisalhamento.





Equações governantes

O balanço de massa e a quantidade de movimento para um escoamento permanente, isotérmico e turbulento é dado por:

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0$$

$$\rho \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right)$$
(1)

Na Eq. (1) o termo $\rho u_i' u_j'$ representa as tensões adicionais oriundas da decomposição de Reynolds e do processo de médias temporais junto as equações de Navier-Stokes. O termo adicional de deve ser então modelado. Aplicando a solução encontrada por Boussinesq, 1877,

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k$$
⁽²⁾

A modelagem da viscosidade turbulenta, μ_t , é baseada nas equações de transporte da energia cinética turbulenta, k, e na frequência turbulenta, $\omega = \epsilon/k$, onde ϵ é a dissipação turbulenta. O modelo k- ω SST é então, dado pelo conjunto de equações,

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \mathbf{k})}{\partial x_i} = P_k + \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \dots$$

$$+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$
(3)

Finalmente, a viscosidade turbulenta, μ_t , pode ser então calculada como:



$$\mu_t = \frac{\rho a_{1k}}{m \acute{a} x (a_1 \omega, \Omega F_2)}$$

Onde as funções F1 e F2 são funções de mistura. Detalhes do modelo podem ser encontrados em Menter (1994). Para o cálculo do fator de atrito, utilizou-se a equação de Darcy-Weishbach proposta por volta de 1840, Eq. (4), que relaciona a perda de carga, obtida através da bancada experimental desenvolvida, ao parâmetro a ser analisado.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho u_m^2}{2} \tag{4}$$

Os dados experimentais foram, por sua vez, comparados a dados analíticos, resultantes das soluções propostas por Blasius em 1911, Eq. (5) e Gnielinski em 2009, Eq. (6).

$$f = 0,316 \cdot \operatorname{Re}_{Dh}^{-\frac{1}{4}}$$
(5)

$$f = (1, 8 \cdot Log \operatorname{Re}^* - 1, 5) \tag{6}$$

Onde *f* é o fator de atrito, ρ é a massa específica do fluido, L é o comprimento entre os pontos de tomada de pressão, u_m é a velocidade média do escoamento, Dh é o diâmetro-hidráulico interno da tubulação, ε é a rugosidade absoluta do duto. É importante salientar que o diâmetro-hidráulico é calculado por Dh = 4A/P, onde A e a área da seção transversal e P, o perímetro molhado da seção. Assim, para dutos circulares, o diâmetro-hidráulico da seção é o próprio diâmetro do duto, de forma que Re_D e Re_{Dh}, são as mesmas grandezas.

No entanto, visto que as equações propostas partiram de uma geometria de seção transversal circular, Gnielinski (2009), e White (2007), sugerem um ajuste nas equações quando aplicadas a casos de seção transversal anular. Dessa forma, para o cálculo de fator de atrito em seções transversais anulares concêntricas e excêntricas, o número de Reynolds foi ajustado segundo a Eq. (7). Onde *a*, presente em tal equação, representa a razão entre o diâmetro interno e externo da seção anular, $a = d_i/d_o$.

$$\operatorname{Re}^{*} = \operatorname{Re}_{Dh} \frac{(1+a^{2}) \cdot \ln a + (1-a^{2})}{(1-a)^{2} \cdot \ln a}$$
(7)

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Seção Transversal Anular Concêntrica

Na Fig. 3 são mostrados os valores experimentais e numéricos do fator de atrito para um duto concêntrico de relações de raios, r/R = 0.54. Os dados são mostrados como função do número de Reynolds, baseado no diâmetro hidráulico, para uma faixa de 4000 até 10000.

Como pode ser observado na Fig. 3, o fator de atrito experimental tende a decrescer à medida que o número de Reynolds aumenta. Apresentando, a partir de $Re_{Dh} = 6000$, boa concordância com soluções numéricas. Já as soluções analíticas tendem a descrever melhor os resultados experimentais para valores mais altos do número de Reynolds, a partir de $Re_{Dh} = 7000$. É também notável o fato de que as soluções numéricas concordam mehor com a solução analítica proposta por Gnielinski (2009) do que os dados experimentais para valores de $Re_{Dh} < 7000$.





Figura 3. Fator de Atrito referente a Seção Anular Concêntrica.

Seção Transversal Anular Excêntrica

Na Fig. 4 são apresentados os dados experimentais das três seções transversais excêntricas junto a dados analíticos, obtidos a partir das Eqs. (5) e (6). Além disso, para as excentricidades de e = 0,20 e e = 0,50, também são apresentados dados referentes ao fator de atrito resultantes das simulações numéricas. A solução numérica em regime permanente para a maior excentricidade, e = 0,70, não foi possível. Ferrari e Goulart (2015) mostraram que para uma determinada largura de fenda e número de Reynolds efeitos transientes importantes acontecem, dessa forma, soluções estacionárias não puderam ser atingidas para a maior excentricidade.

A partir da Fig. 4, é possível observar que os dados experimentais começam a ser bem descritos pelas soluções analíticas a partir de $Re_{Dh} = 7000$, para excentricidade 0,20, a partir de $Re_{Dh} = 6000$, para excentricidade 0,50 e, por fim, a partir de $Re_{Dh} = 5000$, para excentricidade 0,70.

Assim como, é possível verificar que a partir dos valores de limites de número de Reynolds citados acima. as soluções numéricas apresentam boa concordância tanto com dados experimentais, quanto com dados analíticos, para ambas as excentricidades avaliadas.

No entanto, é possível observar que à medida que a excentricidade e o número de Reynolds aumentam (a partir de $Re_{Dh} = 10000$), as soluções numéricas e experimentais do fator de atrito tendem a se distanciar das soluções analíticas. Esse fato foi observado em todas as seções anulares avaliadas. Tal resultado leva a crer que soluções analíticas acerca da perda de carga em seções anulares ainda são carentes de uma revisão e devem possuir comportamento distinto em diferentes faixas de número de Reynolds.







Figura 4. Fator de Atrito a Seção Anular Excêntrica. (a) Excentricidade 0,20. (b) Excentricidade 0,50. (c) Excentricidade 0,70.

Comparativo do Fator de Atrito Experimental entre Seções de Testes

É possível ainda realizar a comparação entre os fatores de atrito experimental de todas as quatro seções anulares. Tal análise auxilia na especificação da influência da geometria da área de passagem do escoamento ante aos parâmetros de excentricidade e número de Reynolds.

Como pode ser observado na Fig. 5, à medida que o número de Reynolds aumenta, o fator de atrito diminui, fato que ocorre em todas as quatro seções. Também é possível avaliar que à medida que a excentricidade da seção transversal aumenta, o fator de atrito tende a diminuir. Assim, a seção transversal concêntrica apresenta os maiores valores de fator de atrito, seguida das seções excêntricas de e = 0,20 e e = 0,50, chegando aos menores valores com dados referentes a excentricidade de e = 0,70.

Tal fato está de acordo com o esperado, visto que ao adicionar um tubo no interior de outro, propriedade relativas as tensões cisalhantes se intensificam, a exemplo do aumento da superfície de contato entre fluido e parede, assim como fatores relacionados ao aumento da rugosidade, refletindo, consequentemente, no aumento da magnitude do fator de atrito deste escoamento. Ainda, através da Fig.5, é possível avaliar que o fator de atrito poderá ser descrito por uma curva do tipo $f = C \operatorname{Re}^{-m}$, o fator C e m são constantes empíricas que dependem da relação entre os raios e excentricidade, contudo, essa avaliação foge ao escopo do trabalho. É interessante notar, através da Fig. 5, que a excentricidade tem influência no coeficiente de forma "C", da equação base para o cálculo de f, enquanto que o expoente "m" parece permanecer constante para qualquer uma das excentricidades estudadas, mesmo para dutos concentricos. Isso implica que o expoente "m" deverá ser uma função da relação de raios, r/R. Contudo, tal avaliação, mais aprofundada, não é o escopo desse artigo.



Figura 5. Comparativo do Fator de Atrito entre as Seções de Testes.



Tensão de Cisalhamento na Parede de Dutos Excêntricos

A tensão de cisalhamento nas paredes dos dutos excêntricos foi avaliada a partir das simulações numéricas. Os dados numéricos são apresentados para diferentes posições da seção transversal, conforme Fig. 2, assim como para diferentes números de Reynolds.

As soluções numéricas, referentes as excentricidades de 0,20 e 0,50 são então apresentadas nas Figs. 6 e 7, respectivamente. As tensões de cisalhamento local são mostradas de forma adimensional, Eq. (9), utilizando-se da tensão cisalhante média, Tw, m, da seção, Eq. (8).

$$\tau_{w,m} = \frac{\Delta P \cdot D}{4L} \tag{8}$$

$$\tau_w^* = \frac{\tau_{w(\varphi)}}{\tau_{w,m}} \tag{9}$$



Figura 6. Tensão de Cisalhamento Adimensional – Excentricidade e=0,20. (a) Parede Externa. (b) Parede Interna.



Figura 7. Tensão de Cisalhamento Adimensional – Excentricidade e=0,50. (a) Parede Externa. (b) Parede Interna.

Como é possível observar a partir das Figs. 6 e 7, a tensão de cisalhamento assume valores distintos dependendo da posição onde está sendo avaliada, assim como, do número de Reynolds analisado. De forma que, os valores numéricos



de tensão de cisalhamento referentes à parede interna da seção excêntrica são superiores aos valores referentes à parede externa. Tal fato apresenta concordância com os resultados encontrados por Chung *et al.* (2002), que por sua vez, apresenta dados numéricos para tensão de cisalhamento referente à uma seção transversal anular concêntrica. Sendo ainda possível avaliar que para ambas as excentricidades, a tensão de cisalhamento alcança seu menor valor na região da fenda, posição 0°, e, por sua vez, os maiores valores são mostrados na região anular mais larga.

Pode-se notar, também, que a excursão dos valores máximos e mínimos de τ_w^* depende da excentricidade. À medida que a excentricidade aumenta, os valores de tensão cisalhante na parede tornam-se menores na região da fenda estreita e maiores na região da fenda mais larga. Essa mudança nos valores reflete a redistribuição do escoamento principal na seção de testes. Tensões de cisalhamento baixas na região da fenda estreita demonstram baixas velocidades naquela região. Esse fato é totalmente plausível, uma vez que a medida que a excentricidade aumenta, a fenda se torna mais estreita e os efeitos turbulentos tendem a desaparecer, visto que o Reynolds local diminui.

CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizado o estudo experimental e numérico quanto a perda de carga, fator de atrito e medição de tensão de cisalhamento nas paredes de dutos excêntricos.

Para todas as quatro seções transversais, observou-se o mesmo comportamento do fator de atrito, à medida que o número de Reynolds aumenta, o fator de atrito tende a diminuir. Os resultados experimentais e numéricos mostraram-se concordantes entre si, sobrepondo ainda soluções analíticas, a partir de um certo número de Reynolds para cada excentricidade.

Ainda é possível concluir quanto a influência da geometria da seção transversal nos parâmetros analisados, onde quanto maior a excentricidade, menor o fator de atrito obtido para cada seção, caracterizando-se assim, como grandezas inversamente proporcionais. Ainda mais, embora não tenha sido objeto de estudo, pode-se avaliar que o fator de atrito deve obedercer uma curva base do tipo $f = C \operatorname{Re}_{Dh}$. As medições experimentais de "f" mostraram que o fator de forma "C" parece ser regulado pela excentricidade, ao passo que essa parece ter pouca ou nenhuma influência no expoente "m" tenha maior sensibilidade a relação de raios r/R, contudo, tal afirmação merece uma maior avaliação.

Quanto à tensão de cisalhamento, foi possível concluir que esta tende a diminuir à medida que se aproxima da região da fenda menor, e tende a aumentar à medida que se distancia desta região. Apresentando valores de tensão de cisalhamento superiores na parede interna, se comparada à parede externa da seção anular.

Por fim, os resultados obtidos neste trabalho levam a crer que soluções analíticas referentes a perda de carga em seções anulares são carentes de revisão, e provavelmente, devem possuir comportamento distinto em diferentes faixas de número de Reynolds.

REFERÊNCIAS

- Choueiri, G. H; Tavoularis, S., 2014, "Experimental investigation of flow development and gap vortex street in an eccentric annular channel. Part 1. Overview of the flow structure", Journal of Fluid Mechanics, v.752, p. 521-542.
- Chung, S. Y., Rhee G. H., Sung, H. J., 2002, "Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow. Part 1: Flow filed", International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 23, No 4, pg. 426-440.
- Ferrari, J. M. S., Goulart, J. N. V., 2015, "Simulação Numérica do Escoamento Laminar em um Canal Complexo", Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia-RIPE, v. 1, No 2, p. 47-63.
- Gnielinski, V., 2009, "Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts", Heat Transfer Engineering. v. 30, No 6, p. 431 436.
- Lawn, C. J.; Elliot, C. J., 1972, "Fully developed turbulent flow through concentric annuli", Journal Mechanical Engineering Science, v. 14, No 3, p. 195-204.
- Liu, N., Lu, X. 2004, "Large eddy simulation of turbulent concentric annular channel flows", International Journal for Numerical Methods in Fluids. v. 45, No 12, p. 1317-1338.
- Maubach, K., 1969, "Reibungsgeset,ze turbulenter Stromungen in geschlossenen, glatten und rauhen Kanalen von beliebigem Querschnitt", P1i.D. dissertation. University of Karlsruhe. (Kernforschungszentrum Karlsruhe Ext. Rep. INR-4/69-22.).
- Pereira, I. B., Ribeiro, D. C., Romero, O. J. 2017, "Three-Dimensional Modeling of Heat Transfer in Wellbore During Steam Injection Process", IEEE Latin America Transactions. v.15, No 4, p. 689-692.

Porto; R. M., 2006, "Hidráulica básica", 4.ed. São Carlos: Ed. EESC-USP, 540p.

- Quarmby, A., 1967, "An experimental study of turbulent flow through concentric annuli", Int. J. Mech. Sci. v. 205, No 9.
- Rehme, K., 1974, "Turbulent flow in smooth concentric annuli with small radius ratios", Journal of Fluid Mechanics, v. 64, p. 263-287.
- Tiedt, W., 1968, "Berschnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte", Chem.-Ztg./Chem. Appl. V. 92.



White, F. M., 2007, "Fluid Mechanics", 6. ed. New York: McGraw-Hill. ISBN 0072938447/9780072938449. Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy Viscosity Turbulence models for Engineering Applications", AIAA Journal, V. 32 (8), pp. 1598-1605.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos


XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF ESTUDO NUMÉRICO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA TRANSIENTE EM PLACAS

Taísa Santos Machado

Faculdade Pitágoras de São Luís Av. Daniel de la Touche, 23 - Olho D'agua, São Luís - MA, 65045-250 taisamachadomec@hotmail.com

William Denner Pires Fonseca Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP Rua Mendeleyev, 200 - Cidade Universitária, Campinas - SP, 13083-860 fonsecawdp@gmail.com

Eduardo Mendonça Pinheiro

Faculdade Pitágoras de São Luís Av. Daniel de la Touche, 23 - Olho D'agua, São Luís - MA, 65045-250 Eduardomp1979@gmail.com

RESUMO: O presente estudo visa o modelamento, a elaboração e a implementação de um algoritmo computacional para o cálculo da distribuição de temperatura unidimensional transiente em coordenadas retangulares. A equação da condução de calor é discretizada pelo Método dos Volumes Finitos e o programa é elaborado através do software MATLAB[®]. Inicialmente é verificado como se comportado o perfil de temperatura para diferentes passos de tempo, posteriormente, o programa é validado com a comparação dos resultados obtidos com resultados experimentais provenientes da literatura. Percebe-se que a distribuição de temperatura começa com um perfil hiperbólico e com a evolução no tempo este se torna linear.

Palavras-Chave: Distribuição de Temperatura, Método dos Volumes Finitos, MATLAB®

ABSTRACT: The present study aims at the modeling, elaboration and implementation of a computational algorithm for the calculation of the transient one-dimensional temperature distribution in rectangular coordinates. The heat conduction equation is discretized by the Finite Volume Method and the program is elaborated using the MATLAB[®] software. Initially it is verified how the temperature profile behaved for different steps of time, later, the program is validated with the comparison of the results obtained with experimental results from the literature.rite the English version with the same structure using italic characters.

Keywords: Temperature Distribution, Finite Volume Method, MATLAB®

INTRODUÇÃO

A condução é o processo de transferência de calor no qual a transferência de energia ocorre das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas, como resultado da interação entre elas (ÇENGEL; GHAJAR, 2012) e (Bergman *et al*, 2015).

Um dos objetivos principais da análise da condução de calor é determinar o campo de temperaturas em um meio resultante das condições impostas em suas fronteiras, ou seja, deseja-se conhecer a distribuição de temperaturas que representa como a temperatura varia com a posição no meio. Uma vez conhecida essa distribuição, o fluxo de calor por condução em qualquer ponto do meio ou na sua superfície pode ser determinado através da lei de Fourier (BANDINI, 1997).

Bandini (1997) comenta que o estudo do fluxo de calor pode ser determinado de várias formas, dentre estas destacam-se, as análises experimentais e computacionais. Os estudos experimentais podem apresentar maior confiabilidade nos resultados em relação aos métodos computacionais, entretanto, ainda são procedimentos demorados, com custos bastante elevados e também possuem uma série de erros e incertezas associados aos experimentos que devem ser estudados com cautela. Já os métodos computacionais permitem análises mais rápidas e com custos inferiores sobretudo devido a capacidade de processamento dos computadores digitais, o que torna os métodos computacionais uma importante ferramenta.

Neste contexto, o presente trabalho busca o modelamento, a elaboração e a implementação de um algoritmo computacional para o cálculo da distribuição de temperatura unidimensional transiente em coordenadas retangulares.



FORMULAÇÃO MATEMÁTICA E MÉTODO NUMÉRICO

Para o desenvolvimento do modelo matemático foram admitidas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Fluxo de calor ocorre somente na direção x;
- Propriedades termofísicas constantes;
- Não há geração interna de energia.

De acordo com Bergman *et al.*, (2015), o processo de transferência de calor por condução, independentemente de sua natureza, pode ser expresso matematicamente pela equação da condução térmica, esta é expressa pela Eq. (1).

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) + q = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t}$$
(1)

Considerando as hipóteses simplificadoras já mencionadas, a equação apresentada é reduzida a:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \alpha \frac{\partial T}{\partial t} \tag{2}$$

Onde: $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$, difusividade térmica.

As condições de contorno utilizadas no presente trabalho, foram dimensionadas de maneira a verificar a evolução do campo de temperatura ao longo da placa, a condição adotada na entrada do domínio computacional é de primeira espécie, comumente chamada de condição de Dirichlet, em termos matemáticos esta é expressa por:

$$T(0,t) = T_s \tag{3}$$

Para a saída do domínio optou-se pela condição de terceira espécie (tipo Robin), esta é apresentada por:

$$k \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=x_f} = h_{\infty,I} \Big[T_I - T_{\infty,E} \Big]$$
(4)

As temperaturas utilizadas na entrada e saída do domínio computacional foram de 38°C e 28°C respectivamente e o coeficiente de convecção térmica é a ordem de 30 W/m.K.

A equação da condução térmica foi discretizada pelo Método dos Volumes Finitos, onde este procedimento consiste em integrar, no volume de controle finito, a equação diferencial na forma conservativa (PATANKAR, 1980) e (MALISKA, 2004). O desenvolvimento numérico foi elaborado ainda com base em uma malha unidimensional em coordenadas retangulares, isto é, na direção coordenada das abscissas x.

Partindo da equação da difusão térmica, Eq. (2), e efetuando a integração no tempo e no volume de controle, temos:

$$\int_{t}^{t+\Delta t} \int_{w}^{e} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx dt = \alpha \int_{w}^{e} \int_{t}^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx$$
(5)

Como resultado das integrações no espaço e no tempo da primeira e segunda sentença da equação, obtém-se respectivamente:

$$\int_{t}^{t+\Delta t} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{e} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{w} \right] dt = \alpha \int_{w}^{e} \left(T_{P}^{1} - T_{P}^{0} \right) dx$$
(6)

Utilizando uma aproximação linear, no qual δ representa a distância entre os pontos da malha computacional e aplicando a formulação totalmente implícita para a discretização temporal do lado esquerdo da equação, temos:



$$\int_{t}^{t+\Delta t} \left[\frac{T_E - T_P}{\delta x_e} - \frac{T_P - T_W}{\delta x_w} \right] dt = \alpha \left(T_P^1 - T_P^0 \right) \Delta x \tag{7}$$

Ou ainda,

$$\left[\frac{T_E^1 - T_P^1}{\delta x_e} - \frac{T_P^1 - T_W^1}{\delta x_w}\right] - \left[\frac{T_E^0 - T_P^0}{\delta x_e} - \frac{T_P^0 - T_W^0}{\delta x_w}\right] = \alpha \left(T_P^1 - T_P^0\right) \Delta x \tag{8}$$

Desacoplando os termos referentes a difusividade térmica e linearizando o termo fonte, obtém-se equação geral de discretização, onde esta é expressa por (PATANKAR, 1980):

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + b \tag{9}$$

Sendo os coeficientes:

$$a_E = \frac{k_e}{\left(\delta x\right)_e}$$

$$a_P^0 = \frac{\rho c_P \Delta x}{\Delta t}$$

$$b = S_C \Delta x + a_P^0 T_P^0$$

$$a_P = a_E + a_W + a_P^0 - S_P \Delta x$$

Onde, o valor já conhecido da temperatura no ponto P que é o nível de tempo anterior t, é simbolizado pelo sobrescrito "o", e o nível de tempo atual, $t + \Delta t$, no qual se busca a solução, é representado pelo sobrescrito "1".

As simulações foram realizadas com um domínio de 20 volumes de controle, as cotas da velocidade foram calculadas utilizando o arranjo deslocado e o método de solução utilizado foi o iterativo, mais precisamente o algoritmo de Thomas (TDMA). Foram utilizados ainda um fator de convergência da ordem de 10⁻³, com 5000 iterações, sendo que o incremento de tempo utilizado foi 0,1 s ao passo de tempo de 50000, 150000 e 300000 s.

Caso o critério de convergência adotado para os cálculos da distribuição de temperatura for atingido dentro do passo de tempo, este é incrementado e uma nova estação é calculada. Esta sequência é repetida até que seja atingido o número máximo de iterações. Se, ao contrário, o critério de convergência não for atingido, ainda no mesmo passo de tempo determina-se uma nova entrada até atingir a convergência.

O algoritmo computacional do problema (Anexo A) foi desenvolvido com um auxílio de um microcomputador e do software MATLAB[®], disponível na rede computacional do MSiLAB/UEMA.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com base na metodologia apresentada anteriormente, nesta parte do trabalho serão apresentados e discutidos os resultados obtidos.

A Fig. (1) explana a distribuição de temperatura para o tempo de 50000 s. Observa-se para esta situação uma curva hiperbólica, isto era esperado, pois de acordo com Maliska (2004), para passos de tempo relativamente pequenos o calor apenas começa a penetrar o domínio computacional.



Figura 1. Distribuição de temperatura para t = 50000s

Continuando-se a evolução ao longo do tempo (t = 150000s), percebe-se na Fig. (2) uma distribuição exponencial de temperatura, levando a tendência de uma curva linear.



Figura 2. Distribuição de temperatura para t = 150000s

A Fig. (3) explana a distribuição de temperatura para o tempo de 300000 s. Verifica-se que para esse passo de tempo, há a obtenção de uma curva linear, levando o perfil de temperatura ao regime permanente. Nesse caso, quando tal regime é atingido, a Eq. (2) se reduz à derivada segunda igual a zero. Como a aproximação numérica dessa derivada reproduz um perfil linear (MALISKA, 2004), tem-se que a solução numérica é a própria solução exata.



Figura 3. Distribuição de temperatura para t = 300000s



A Fig. (3) explana ainda a comparação dos resultados computacionais e experimentais, verifica-se que as curvas estão bem próximas, chegando assim a conclusão de que o algoritmo computacional para analises dos campo de temperatura em placas planas foi bem elaborado.

CONCLUSÃO

Este trabalho se propôs a elaboração de um algoritmo computacional para o cálculo da distribuição de temperatura em placas planas, cujo o objetivo deste é a implementação do algoritmo em situações reais que necessita da analise destes campos.

Conclui-se com pesquisa que a distribuição de temperatura em coordenadas retangulares é transiente até um certo passo de tempo, e que depois esta se torna permanente, isto ocorre pelo fato de que quanto mais há a evolução no tempo, as aproximações numéricas tendem a se tornar uma derivada segunda igual a zero. Foi observado também que, os métodos computacionais podem auxiliar de forma ativa os experimentos laboratoriais.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Laboratório de Simulação Numérica (MSiLAB) da Universidade Estadual do Maranhão pela infraestrutura disponibilizada para a elaboração desse trabalho e a Fundação de Amparo à Pesquisa e ao Desenvolvimento Científico do Maranhão pela conceção de Bolsa ao segundo autor.

REFERÊNCIAS

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. F. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. 4 ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. 903 p.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A.S.; INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. Fundamentos de tranferência de calor e de massa. 7ed. São Paulo: LTC, 2015. 672 p.

BANDINI, M. A. Simulação numérica dos campos de temperatura e velocidadeem armazenadores térmicos. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 1997.

PATANKAR, S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing. 1980.

MALISKA, C.R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. 2 ed: São Paulo: LTC, 2004. 453 p.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



ANEXO A

Algoritmo computacional do problema

```
%%% ESTE PROGRAMA CALCULA A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA EM UMA PLACA
%%% APLICANDO O ALGORITMO DE THOMAS E O MÉTODO DE VOLUMES FINITOS
888 O PROBLEMA É DITO UNIDIMENSIONAL E TRANSIENTE
888 A DISCRETIZAÇÃO NO TEMPO É O MÉTODO TOTALMENTE IMPLICITO
clear all
clc
%%%%%GERANDO A MALHA DO PROBLEMA, VALORES LIMITES DO DOMINIO
%%%%%DE CALCULO DO PROBLEMA, XL E YL
XL = 0.5; %DIMENSÃO MÁXIMA DO DOMINIO NA DIREÇÃO X
8
   NUMERO DESEJAVEL DE VOLUMES DE CONTROLE NAS DIREÇÕES X E Y
8
  RESPECTIVAMENTE, NVOLX, NVOLY
8
0
NVX = 20;
%%%%% DEFININDO O SISTEMA DE COORDENADAS, MODE = 2 PARA
%%%%% COORD.CILINDRICA E MODE=1 PARA COORD. CARTESIANAS
MODE = 1;
%%%% CALCULO DO NUMERO MAXIMO DE NÓS EM X E Y (L1, M1)
2
L1 = NVX+2; % DIREÇÃO X
L2 = L1-1;
L3 = L2 - 1;
%%% ESTA FUNCTION GERA AS FACES DO VOLUME DE CONTROLE DESLOCADO PARA
%%% DETERMINAÇÃO DAS COTAS DA VELOCIDADE
2
XU(2) = 0;
DX1 = XL/NVX;
   for i=3:L1
      XU(i) = XU(i-1) + DX1;
   end
X(1) = XU(2);
X(L1) = XU(L1);
for i=2:L2
   X(i) = (XU(i+1)+XU(i))*0.5;
end
%$$$$$ GERANDO O COMPRIMENTO DAS FACES DO VOLUMES DE CONTROLE
% DX = distancia entre um nó e outro
% XVC = distancia entre uma face e outra
88888
for i = 1:L1
   if i == 1
      DX(i) = 0;
      XVC(i) = 0;
   elseif i == L1
      DX(i) = X(i) - X(i-1);
```

```
XXV CREEM
       BCM
                                                  JnB Gama
                                       JDF
                        BRASILIA 2018
                                      Centro
                                      Universitário
     XVC(i) = 0;
  else
     DX(i) = X(i)-X(i-1); % TAMANHO DA GRADE (ENTRE PONTOS) - X
     XVC(i) = XU(i+1)-XU(i); % TAMANHO DO VOLUME DE CONTROLE - X
  end
end
8888
8888 CONDIÇÕES INICIAIS E DE CONTORNO
8888
K = 0.8;
ALFA = 5e-6;
HO=30;
                     % COEFICIENTE DE PELÍCULA AR EXTERNO (W/m2K)
                     % COEFICIENTE DE PELÍCULA AR INTERNO (W/m2K)
HI=20;
                     % TEMPERATURA DO AR EXTERNO(°C)
TFO=38;
TFI=28;
                     % TEMPERATURA DO AR INTERNO(°C)
alfaT = 1.5;
                     % Fator de Relação
PDT = ('Entre com o PDT');
                   % PASSO DE TEMPO
DT = 0.1;
                    % INCREMENTO DE TEMPO
CONVT = 1E-4;
                     % CRITÉRIO DE CONVERGENCIA
ITER = 0;
NITER = 5000;
                     % NUMERO DE ITERAÇÕES
t = 0;
to = waitbar (0,'Em processamento, aguarde...');
%AA = avifile('Temperatura3.avi');
۰<u>۶</u>
  TERMO DIFUSIVO
2
۶_____
for i=2:L2
  AE(i) = 1/DX(i+1);
  AW(i) = 1/DX(i);
end
8---
8
  TERMO FONTE
8-----
          _____
for i=2:L2
  APO(i) = XVC(i) / (ALFA*DT);
end
0/------
% CONDIÇÃO INICIAL
8-----
             ------
for i=2:L2
  T(i) = 0;
end
%_____
 CONDIÇÃO DE CONTORNO
8
0/
for i = 1:L1
  if i==1 % PAREDE EXTERNA
     T(i) = (K*T(i+1)+DX(i+1)*HO*TFO)/(K+DX(i+1)*HO);
   elseif i==L1 % PAREDE INTERNA
     T(i) = (K*T(i-1)+DX(i)*HI*TFI)/(K+DX(i)*HI);
  end
end
ATUALIZAÇÃO DAS VARIAVEIS
8
8_____
         _____
for i=1:L1
  T1(i)=T(i);
end
```



```
%T1
fprintf('ITER tf RESIDUO T1\n');
for TIME=1:PDT
  TIME DIM = TIME*DT;
  waitbar(TIME/PDT, to);
   for ITER = 1:NITER;
      8_____
     8
       MONTAGEM DA MATRIZ
     8_____
   for i = 2:L2
     if i==2
        a(i) = APO(i) + AE(i) + AW(i);
        b(i) = AE(i);
        c(i) = 0;
        d(i) = AW(i) *T1(i-1) +APO(i) *T(i);
     elseif i==L2
        a(i) = APO(i) + AE(i) + AW(i);
        b(i) = 0;
        c(i) = AW(i);
        d(i) = AE(i) *T1(i+1) +APO(i) *T(i);
     else
        a(i) = APO(i) + AE(i) + AW(i);
        b(i) = AE(i);
        c(i) = AW(i);
        d(i) = APO(i) *T(i);
     end
  end
      8----
      8
       ALGORITMO TDMA
      8_____
     for i=2:L2
        if i==2
           P(i) = b(i) / a(i);
           Q(i) = d(i) / a(i);
        else
           P(i) = b(i) / (a(i) - c(i) * P(i-1));
           Q(i) = (d(i)+c(i)*Q(i-1))/(a(i)-c(i)*P(i-1));
        end
     end
     T(L2) = Q(L2);
     for i = L2-1:-1:2
        T(i) = P(i) * T(i+1) + Q(i);
     end
<u>%______</u>
8
                CRITERIO DE CONVERGENCIA
<u>}_____</u>
     RESIDT = abs((T1(i) - T(i))/T1(i));
        if RESIDT <= CONVT
           break
        end
%_____
8
 ATUALIZAÇÃO DAS VARIAVEIS
§____
      _____
     for i = 1:L1
        if i==1
           T(i) = (K*T(i+1)+DX(i+1)*HO*TFO)/(K+DX(i+1)*HO);
        elseif i==L1
           T(i) = (K*T(i-1)+DX(i)*HI*TFI)/(K+DX(i)*HI);
```



```
end
       end
       for i=1:L1
           T1(i) = alfaT*T(i) + (1-alfaT) *T1(i);
       end
       ITER = ITER+1;
   end
8
     fprintf(' %2d
                    %f %8.4e %f\n',ITER,TIME DIM,RESIDT,T1(i));
8
     T1;
   8-----
   % GERA UM ANIMAÇÃO
   8-----
                            _____
8
    F=getframe;
8
    AA = addframe(AA, F);
9
     %n=20;
8
    figure(1)
8
     plot(X,T1);
     xlabel('ESPESSURA DA PAREDE (metros)');
8
     ylabel('TEMPERATURA (CELSIUS)');
8
00
     axis tight
end
close(to)
%T1
plot(X,T1);
xlabel('ESPESSURA DA PAREDE (metros)');
ylabel('TEMPERATURA (CELSIUS)');
legend ('VARIAÇÃO TRANSIENTE DA TEMPERATURA')
axis tight
grid on
```



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO NUMÉRICO E COMPARATIVO DA PERDA DE CARGA EM DUTOS DE SUCÇÃO DO TIPO BULBO E FRANCIS

José Leandro Vila, Pedro Paulo Almeida, Tiago de Melo

Centro Universitário do Distrito Federal - UDF SEP/SUL EQ704 / 904 Conj.A - Brasília / DF – Brasil - CEP 70390-045 jl.vila@hotmail.com

RESUMO: O escoamento em um duto de sucção pode desenvolver diferentes padrões de fluxo, que são caracterizados por sua configuração física e alguns aspectos do escoamento, requerendo diversidade nos modelos de análise para determinação da dinâmica do escoamento e a relação entre perda de carga e vazão. A perda de carga por sua vez também depende das condições do sistema. Esta pesquisa tem o propósito de estudar as variações de perda de carga, mais especificamente a perda de carga em dutos de sucção, de geometria simples, em sistemas de turbina do tipo Francis e do tipo Bulbo. O approach numérico foi conduzido em ANSYS® - CFX, baseando-se em data colhida em trabalhos experimentais prévios, onde a perda de carga e outros aspectos foram analisados, para um range de 5.53E+04 a 3.54E+06 Reynolds. Não obstante, junções de bi e trifurcação foram adicionadas ao sistema para observar a influência destas no sistema aliado aos já presentes draft tubes.

Palavras-Chave: Perda de Carga, Dutos de Sucção, Turbina Bulbo, Turbina Francis.

ABSTRACT: The flow in a draft tube can develop different patterns of flux, which are characterized due its physical configuration and some of the flow aspects, requiring diverse models of analysis for the determination of the flow's dynamic and the relation between head loss and flow rate. The head loss on its own also depends on the present conditions in the system. This research has the objective of studying the head loss variation, more specifically the head loss in draft tubes, of simple geometry, in bulb and francis turbines mainly. To do so, numerical analysis in ANSYS® - CFX were conducted, based on data gathered from previous experimental works, where the head loss and other aspects were analyzed, for Reynolds numbers of 5.53E+04 to 3.54E+06. Furthermore, bi and trifurcated tubes were added to the system to see the influence of these on the system allied to the already present draft tubes.

Keywords: Head Loss, Draft Tubes, Bulb Turbine, Francis Turbine.

INTRODUÇÃO

O escoamento em dutos de sucção é influenciado diretamente pela sua configuração física, formando diferentes padrões de desenvolvimento, desse modo requerendo diversos modelos de análise para a determinação da dinâmica de fluxo, e a relação entre perda de carga e vazão. As perdas durante a passagem de água são distribuídas ao longo do duto e depende de certos aspectos de ambos fluido e conduto, tais como fricção, viscosidade e densidade.

Dutos de sucção, *draft tubes*, são estruturas com grande apelo para a engenharia, sendo objeto de vastos estudos numéricos, como os realizados por Sarpkaya (1971), Ciocan & Iliescu (2007) e Foroutan & Yavuzkurt (2014), e experimentais, onde possuem destaque Azad & Kassab (1989), Neiva *et. al.* (2007) e Wang *et. al.* (2002), devido sua característica de conversão de energia potencial, o que justifica sua ampla utilização em diversos setores, como por exemplo em usinas hidroelétricas, como revisado por Coelho *et. al.* (2006), onde o autor analisa o escoamento em uma turbina localizada no rio Rhode, França, e por Abernethy (2003), que por sua vez estuda a influência da presença da turbina no ecossistema natural presente no Columbia River Basin, Estados Unidos. Segundo Grogger *et. al.* (1999), a perda de carga nesse tipo de tubulação deve ser mínima possível a fim de manter uma eficiência razoável para as turbinas da usina, considerando que este duto, o draft tube é o importante responsável pela conversão da energia na turbina, que apropria energia potencial gravitacional. Pelos estudos de Marjavaara (2006), é observado que a eficiência dessas turbinas hidroelétricas é significantemente afetada pela performance dos draft tubes. Assim dito, como uma estrutura envolvida no sistema de escoamento, ela influencia o processo de perda de carga, e segundo Angulo (2016) este tubo é uma das partes mais difíceis de serem interpretadas devido aos vários fenômenos complexos envolvendo turbulência, instabilidade, swirl e vorticidade.

A perda de carga por sua vez, se num regime laminar ou turbulento, depende diretamente das condições presentes no sistema, tais como variações de energia cinética e potencial, pressão envolvida, diâmetro hidráulico. Cada um destes aspectos afeta o escoamento cada um de maneira singular. Portanto, assim reside a importância deste estudo,



compreender a influência destes dutos de sucção no escoamento turbulento para então gerar data acerca do tema e possibilitar maior compreensão do desenvolvimento dinâmica nestas estruturas.

Esta pesquisa tem o objetivo de estudar a variação de perda de carga, mais especificamente da perda em draft tubes de geometria simples, utilizados em sistemas de turbina do tipo Bulbo e do tipo Francis, para tal um approach numérico foi conduzido baseado em resultados experimentais obtidos previamente por Vila *et. al.* (2018). O escoamento foi considerado incompressível, isotérmico, isolado e de regime permanente; o range de Reynolds utilizado foi de 5.53E+04 a 3.54E+06.

FORMULAÇÃO ANALÍTICA

A formulação analítica desenvolvida para os experimentos intende formar uma relação entre o fator de fricção da tubulação e altos valores de Reynolds. Desse modo um escoamento totalmente desenvolvido, horizontal, incompressível, isotérmico, isolado e de regime permanente foi admitido. A partir da base, se considerados dois pontos alinhados na mesma linha de corrente de fluxo, o uso da equação de Bernoulli, ver Eq. (1), indica que a pressão deve ser igual em ambos os pontos.

$$\left(P_{1} + \frac{\rho U_{1}^{2}}{2} + \rho g z_{1}\right) = \left(P_{2} + \frac{\rho U_{2}^{2}}{2} + \rho g z_{2}\right)$$
(1)

Onde, *P* é a pressão estática, ρ , massa especificado fluido, *U*, velocidade linear, *g*, aceleração da gravidade e *z*, altura. Uma vez que o escoamento é completamente desenvolvido, a variação de pressão, dividida pela massa e velocidade resultam na equação de recuperação de pressão, *C_P*, dada por Eq. (2).

$$C_{P} = \frac{2(P_{2} - P_{1})}{\rho U^{2}}$$
(2)

Para uma análise numérica, as equações utilizadas para a determinação da pressão e dos campos de velocidade no escoamento, para as partes internas, foram as equações de continuidade, momento e Navier-Stokes, ver Eqs. (3) e (4).

$$\nabla U = 0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla(\rho U \otimes U) = -\nabla P - \nabla [\mu(\nabla U + \nabla U^T)] + \rho g$$
(4)

Essas equações são válidas para fluidos isotrópicos. Contudo, estas formulas não são solucionáveis de modo analítico, apenas com ferramentas computacionais é possível obter soluções para esses cálculos.

O modelo de turbulência SST utilizado é um tipo de modelagem de primeira ordem. Este modelo foi primeiramente introduzido por *Menter et. al.* (2003), e recentemente está sendo utilizado por causa da simplicidade e da facilidade de uso deste modelo. O sistema é uma combinação do método k- ω , para a camada limite, e k- \mathcal{E} , para as partes centrais do escoamento, desse modo dispensando as leis de parede ou funções de dumping, é estável e responde bem a gradientes adversos de pressão. Entretanto, quando a parede de turbulência é analisada, este modelo não apresenta resultados satisfatórios. Para esta combinação de métodos funcionar, o SST usa duas funções de combinação que são relacionadas com a distância para a parede.

As equações de transporte adicional são dados pela Eq. (5).

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + Pk - \beta * \rho \kappa \omega$$
(5)

onde,

$$P_{k} = \mu_{i} \frac{\partial \mu_{i}}{\partial x_{j}} \left(\frac{\partial \mu_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial \mu_{j}}{\partial x_{i}} \right) \Longrightarrow \min(P_{k}, 10\beta * \rho \kappa \omega)$$
(6)

e,



$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \mu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$
(7)

onde F1 é definido como a Eq. (8),

$$F_{1} = tanh\{\{min[max(\frac{\sqrt{\kappa}}{B^{*}\omega y}, \frac{500\nu}{y^{2}\omega}), \frac{4\rho\sigma_{\omega^{2}}\kappa}{CD_{\kappa\omega}y^{2}}\}\}$$
(8)

enquanto,

$$CD_{\kappa\omega} = max(2\rho\sigma_{\omega^2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_i}\frac{\partial\omega}{\partial x_i}, 10^{-10})$$
(9)

Assim, y é o comprimento da superfície lisa. Com estas equações listadas, as outras constantes são provenientes do método k- \mathcal{E} e k- ω , e são estabelecidas como: $\beta *= 9/100$, $\alpha_1 = 5/9$, $\beta_1 = 3/40$, $\sigma_{\kappa_1} = 85/100$, $\sigma_{\omega_1} = 50/100$, $\alpha_2 = 44/100$, $\beta_2 = 0,0828$, $\sigma_{\kappa_2} = 1$ e $\sigma_{\omega_2} = 0,586$, como dito por Wang *et. al.* (2002) e Menter *et. al.* (2003). Não obstante, a viscosidade turbulenta é obtida pela Eq. (10).

$$v_{t} = \frac{\alpha_{1}k}{\max(\alpha_{1}\omega, (S_{ij}S_{ij}^{\frac{1}{2}}F_{2}))}$$
(10)

Onde { $S_{ij}S_{ij}^{\frac{1}{2}}$ } é a medida invariável da relação do tensor de deformação e F₂ é uma combinação de funções, e é dada pela Eq. (11).

$$F_2 = tanh\{\{[max(\frac{2\sqrt{\kappa}}{B^*\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega})^2\}\}$$
(11)

A relação entre as formulações $F_1 e F_2$ é baseada na distância para a parede e variáveis. As funções de combinação funcionam como uma característica e delimitação de regiões onde cada modelo atua. Através destes valores, o método muda as suas formulações na equação de transporte, onde a primeira função de combinação (F_1) é responsável pela troca de modelos na viscosidade de turbulência; F_1 é responsável pela determinação das constantes do modelo, e pela troca de métodos na equação de transporte de ω . F_1 é igual à 1, quando considerado distante da parede, e igual à 0 quando considerado próximo à parede.

PROCEDIMENTO NUMÉRICO

As simulações foram conduzidas no ANSYS® - CFX utilizando uma abordagem URANS/LES com o intuito de observar e analisar a perda de carga proveniente do duto de sucção. O modelo SST, foi especificamente adotado, como denotado por Coelho *et. al.* (2006), Vila *et. al.* (2018), e Menter *et. al.* (2003), uma vez que este método possui adequada convergência neste complexo campo de escoamento na engenharia de turbomáquinas e se mostra simples e eficiente para o cenário estudado. A qualidade de malha adotada foi limitada a um máximo de 1.800.000 elementos devido a restrições de hardware. Ainda, testes com junções de bi e trifurcações foram realizados, assim como feito por Jeon *et. al.* (2013), e Souza *et. al.* (2015), para estudar como a configuração desta peça hidráulica influencia no escoamento, em suas linhas de corrente e no desenvolvimento da perda de carga.

De início, testes foram rodados para designs antigos de draft tube, tais como o clássico difusor cônico, ver Fig. 1, e o primeiro modelo de duto de sucção, o Fourneyron, ver Fig.2, inventado por dois engenheiros Franceses, Burdin e Fourneyron, com o intuito de observar a diferença do comportamento de pressão nestes dois dutos.



Figura 1. Difusor cônico simples; (a) Imagem retirada de Gubin (1973). (b) Campos de pressão.



Figura 2. Fourneyron draft tube; (a) Imagem retirada de Gubin (1973). (b) Campos de pressão

Draft Tube da Turbina Bulbo

Baseado em um trabalho experimental acerca da análise de perda de carga, de Vila *et. al.* (2018), que teve foco no duto de sucção aplicado em turbinas do tipo bulbo, o estudo numérico foi performado para altos números de Reynolds variando de 2.83E+03 a 2.50E+04 em um escoamento turbulento com diâmetro hidráulico de 32mm.

Para emular a presença e os efeitos da turbina e seus elementos, como o rotor por exemplo, colorido em preto na Fig.3, o escoamento rotacional foi produzido pela mesma técnica que Wang *et. al.* (2002) utilizou. Este que, induziu um domínio de movimento rotativo pela criação de uma razão entre a máxima velocidade tangencial e a velocidade média axial no interior do difusor; esta razão também é conhecida com a razão de swirl, fator amplamente explorado por Coelho *et. al.* (2006). Os números de swirl utilizados nos testes foram 0.29, 0.46, 0.59, 0.73 e 0.87; a máxima velocidade tangencial foi fixada em 3.46 ms⁻¹ de modo a seguir o experimento de Vila *et. al.* (2018).



Figura 3. Grids computacionais do duto de sucção, imagem retirada de Gehrer (2004).

Para analisar a influência da geometria do duto no âmbito da perda de carga, algumas variações à sua configuração foram testadas, estas sendo: ângulo de abertura do difusor, \propto , variando de 6° a 21°; comprimento do difusor, L_D, de 49 mm a 286 mm; número de swirl, de 0.29 a 0.87; e a inserção de guias de fluxo, estas sendo as já discutidas junções de bi e trifurcação. A configuração de referência padrão, com inlet, D_I, de 32 mm, outlet, D_O, de 50 mm, \propto de 7° e L_D de 150 mm pode ser visto na Fig.4. Estas dimensões foram calculadas com base nas formulações de Angulo (2016) e Duquesne et. al. (2016).



Figura 4. Simulação dos campos de pressão do duto de sucção da turbina bulbo.

Draft Tube da Turbina Francis

Para a análise do cenário Francis, é importante notar que para este, como o autor não utilizou uma turbina hidroelétrica no trabalho experimental, para esta fase de validação numérica os testes foram conduzidos sem a presença da turbina, o que significa uma ausência de um escoamento rotacional, diferente do que foi feito nas simulações da turbina bulbo. Isto implica que algumas das características do escoamento, tais como o vortex breakdown, cavitação e fluxo rotacional não estão presentes nestes experimentos, significando que alguns dos resultados obtidos podem não bater completamente com a literatura.

Figura 5, imagem retirada de Resiga *et. al.* (2012), mostra o domínio computacional para o duto de sucção da turbina francis, com as seções de inlet e oultet, e as regiões para análise do duto de sucção no cenário numérico.



Figura 5. Domínio computacional e regiões de análise numérica do escoamento no duto de sucção; imagem retirada de Resiga *et. al.* (2012).

As simulações foram conduzidas seguindo as configurações do tubo de referência, ver Fig. 6. Este duto de sucção possui um inlet, D_I, de 32 mm e um outlet retangular, D_O, de 50 mm x 86 mm; garganta perpendicular ao eixo do difusor com um inlet de 26 mm; cotovelo curvado com angulação de $\propto = 90^{\circ}$, com raio de curva de 9 mm; difusor, sem guias de fluxo, com comprimento, L_D, de 155 mm e um $\propto = 9.44^{\circ}$. Estas dimensões foram calculadas com base nas formulações de Angulo (2016) e Duquesne et. al. (2016).



Figura 6. Campos de pressão do duto de sucção da turbina francis, sem guias de fluxo.



Simulações posteriores foram setadas variando as configurações da garganta, do cotovelo e do difusor de modo a checar o impacto direto destas mudanças no sistema. Para a garganta, foram variados os valores de comprimento, de 25 mm a 50 mm, inlet, de 20 mm a 32 mm, outlet, fixado em 32 mm, e angulação de 0° a 27°. O cotovelo teve seu raio de curvatura variado de 9 mm a 102.54 mm, comprimento de 39 mm a 79 mm, e inlet e outlets fixados em 32 mm; um duto com cotovelo afiado também foi usado. O difusor foi variado em comprimento de 125 mm a 250 mm, inlet fixado em 50 mm x 86.2 mm, angulação de 6.86° to 13.68° e a interface cotovelo/difusor teve sua inclinação variada de 0° a 30°. Além, guias de fluxo foram adicionadas ao duto de sucção. O número de swirl, razão entre as velocidades tangencial e axial, foi adotado como 0.59, assim como feito por Coelho (2006).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Quando realizada a análise de escoamento em difusores, o descolamento da camada limite é uma notada preocupação, uma vez que este descolamento ocorre devido aos altos gradientes de pressão, desacelerando e provocando um alargamento repentino da camada limite. Quando o ângulo de abertura do difusor é elevado, a espessura da camada limite aumenta consideravelmente, aumentando a região de ocupação da seção de passagem. Por Gubin (1973), as velocidades nesta região de separação são baixas, uma vez que o escoamento estagna. Esta análise tem relevância devido à sua relação direta com a quantidade de pressão que o difusor pode recuperar. A figura 7 mostra o desenvolvimento do coeficiente de pressão C_P e o ângulo de abertura do difusor, \propto ; é importante notar que a pressão de referência foi mantida em 1 atm.



Figura 7. Diagrama do crescimento do C_P a angulação α.

A partir do gráfico da Fig. 7 é observado que, para as condições presentes, variando os ângulos do difusor (\propto), o coeficiente de pressão (C_P) desenvolve um crescimento de comportamento distinto quando aplicado no cenário bulbo ou francis. Para o duto de sucção da turbina bulbo, quanto maior o \propto maior foi o ganho de pressão. O duto de sucção francis, que esperava-se possuir uma melhor recuperação de energia, com \propto de 9 demonstrou uma queda no ganho de energia, este sendo um fato interessante. Por isso, voltando o foco na estrutura francis, simulações na inclinação do difusor com um design de difusor alto, design este abordado e nomeado por Gubin (1973), foram conduzidas, ver Fig. 8.



Figura 8. Relação do ângulo de inclinação do difusor (L_T/D_I) pelo coeficiente de pressão (C_P) no duto de sucção da turbina francis.



Testes com guias de fluxo, as junções de bi e trifurcações, foram conduzidos para observar a influência das divisões provocadas pelas guias na distribuição do escoamento, assim como realizado por Souza *et. al.* (2015), contudo estas configurações não foram quantificadas no âmbito do C_P matter, ver Fig.9 para uma comparação entre a camada limite e os campos de pressão no eixo Z do draft tube simples, o bifurcado e o trifurcações são comumente utilizadas quando a pressão no escoamento. Essas bifurcações são comumente utilizadas quando a vazão de fluxo não enche completamente os dutos do sistema hidráulico, o que poderia causar diversos problemas como surgimento de bolhas e cavitação devido à presença de ar no sistema.



Figura 9. Comparação, de campos de pressão e camada limite, entre; (a) draft tube simples. (b) draft tube bifurcado. (c) draft tube trifurcado.

Como explicado, as simulações do sistema de bulbo foram conduzidas usando variados números de swirl, seguindo os estudos de Neiva et. al. (2007). O impacto do swirl no valor de C_P é exposto na Fig. 10, para o duto de sucção da turbina bulbo.



Figura 10. Desenvolvimento do C_P em função do número de swirl para o duto de sucção da turbina bulbo.



É observado pela Fig. 10 que à medida que o número de swirl é acrescido o C_P também é aumentado, o que era esperado uma vez que o valor de swirl é diretamente relacionado às velocidades do escoamento, e o difusor converte este aumento de energia cinética em energia potencial. Para esta análise de velocidade, os números de Reynolds envolvidos nos testes que variaram de 5.53E+04 a 3.543E+06, são apresentados na Fig. 11, onde Re é relacionado ao coeficiente estudado C_P . É importante notar que estes testes de Reynolds foram conduzidos nas geometrias de referência.



Figura 11. Desenvolvimento do C_P em função do número de swirl para o duto de sucção bulbo.

Diversos autores tentaram alcançar o design ótimo dos draft tubes, desde os clássicos dos anos 1800s, para o Fourneyron, para finalmente os mais recentes, dentre eles o francis. Como observado nesta pesquisa, o duto de sucção francis mostrou melhor performance de recuperação de pressão, contudo testes com presença de escoamento rotacional para esta estrutura devem ser realizados para confirmar o observado. Não obstante, existe a necessidade de diversas outras variáveis acerca de projeto, tais como limitações de custo, região de construção, ameaças à vida marinha, entre outras, e o autor não considerou nenhuma destas que influenciam diretamente na escolha do tipo de draft tube que melhor atende ao objetivo de projeto.

CONCLUSÃO

O maior objetivo desta pesquisa era se estudar a perda de carga em dutos de sucção, de geometria simples, focando em tubos utilizados em sistemas de turbina bulbo e francis, para tal análises numéricas foram conduzidas na plataforma ANSYS® - CFX, com a adoção do modelo de turbulência SST, visando validar estudos experimentais prévios do autor. O modelo SST alimentou os testes de modo satisfatório para este trabalho, sendo este um modelo adequado para se trabalhar com variações de pressão, o que é constatado pela literatura. Os testes trataram de variar diversos aspectos do escoamento, desde números de Reynolds a dimensões estruturais. Algo a se notar é que as simulações no cenário francis foram setadas com a ausência de um fluxo rotacional, uma vez que os dados obtidos experimentalmente foram através desta maneira. O duto de sucção de turbina francis demonstrou ter maior poder de recuperação de pressão quando comparado à turbina bulbo. O cotovelo francis foi a região do sistema onde foram apresentados os mais elevados índices de concentração de pressão, assim como esperado uma vez que há a quebra de vetores neste ponto. O difusor de ambos cenários mostrou que à medida que o comprimento deste é aumentado, o que por sua vez também aumentam as perdas por fricção, reduzindo a eficiência da peça, maior a pressão de saída da tubulação no reservatório. Outra observação é que quanto maior o ângulo de abertura do difusor, maior é a separação das linhas de corrente e desprendimento de vórtices nas paredes do duto, causando redução na eficiência. A determinação dos diagramas gerados possui valor para a engenharia uma vez que contribuem com a base documental desta área de projeto, possibilitando melhor entendimento dos sistemas e assim melhores e mais otimizadas estruturas. Não obstante, a aplicação de cada tipo de duto de sucção deve considerar diversas variáveis como o terreno de construção da usina e ameaças à vida marinha da região por exemplo. Como continuidade desta pesquisa, o autor propõe o estudo aprofundado da formação de cavitação, formação da quebra de vórtices, e sua influência no draft tube.

AGRADECIMENTOS

O autor agradece ao Centro Universitário do Distrito Federal – UDF, pelo suporte à esta pesquisa.



REFERÊNCIAS

Abernethy, C. S., Amidan, B. G. and Cada, G. F. Fish Passage Through a Simulated Horizontal Bulb Turbine Pressure Regime: A Supplement to Laboratory Studies of the Effects of Pressure and Dissolved Gas Supersaturation on Turbine-Passed Fish. *U.S. Department of Energy, Pacific Northwest National Laboratory*, PNNL-13470-B, (2003).

Angulo, T. M A. Obtenção das Características de Desempenho de Turbinas Francis Parametrização do Tubo de Sucção Utilizando Técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional. Msc.thesis, Universidade Federal de Itajubá, Brasil, (2016).

Azad R. S. and Kassab, S. Z. Turbulent flow in a conical diffuser: Overview and implications. *American Institute of Physics*, A 1 (3), pp.564 – 573, (1989).

Ciocan, G. D., Iliescu M. S. Vortex Rope Investigation by 3D-PIV Method. (2007).<https://www.researchgate.net/publication/235331920_Vortex_Rope_Investigation_by_the_3D-PIV_Method>. Accessed on 22 fev. 2018.

Coelho, J. G., Junior, A. C. P. B., Noleto, L. Escoamento Turbulento em Difusores Cônicos – simulações transientes. 5th Escola de Primavera de Transição de Turbulência - EPTT, Rio de Janeiro, Brasil, ett-06-18, (2006).

Duquesne, P., Maciel, Y and Deschenes, C. Investigation of Flow Separation in a Diffuser of a Bulb Turbine. *Journal of Fluids Engineering* (2016), vol.128, 011102-1.

Foroutan, H., and Yavuzkurt, S. A partially-averaged navier-stokes model for the simulation of turbulent swirling flow with vortex breakdown. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol50, pp.402-416, (2014).

Gehrer, A. and Benigni, H. Unsteady Simulation of the Flow Through a Horizontal-Shaft Bulb Turbine. 22th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems, Stockholm, Sweden, (2004).

Grogger, H. A., Basara, B., Klasinc, R. and Mayr, D. Experimental and Numerical Study of the Flow Trough a Trifurcation. 28th IAHR Congress. Graz, Austria, (1999).

Gubin, M. F. Draft Tubes of Hydroeletric Stations. Ed. American Publishing Co., Vol. I., New Delhi, United States, (1973).

Jeon, J. H., Byeon, S. S. and Kim, Y. J. Effects of Draft Tube on the Hydraulic Performance of a Francis Turbine. 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines, Beijing, China, (2013).

B. D. Marjavaara. *CFD driven optimization of hydraulic turbine draft tubes using* surrogate models. Doct. Thesis - Lulea University of Technology. (2006).

Menter F. R., Kuntz M. and Langtry R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulent Model. *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Vol 4, (2003).

Neiva, R. Q., Sousa, A. J., Coelho, J. G. and Junior, A. C. P. B. Experimental and Numerical Study of the Swirling Flow in Conical Diffusers. *19th International Congress of Mechanical Engineering*, Brasília, Brasil, (2007).

R. S. Resiga, S.Muntean, T. Ciocan, E.Joubarne, P. Leroy and L. Bonard. Influence of the velocity field at the inlet of a Francis turbine draft tube on the performance over an operating range. *IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems.*, Vol. 15, pp. 032008, (2012).

Sarpkaya, T. Vortex breakdown in swirling flow conical flows. Journal of Fluid Mech, 45(3), pp.543-559, (1971).

Souza, M. S., Moreira, V. S. and Faria, M. T. Estudo e Análise Numérica das Condições de Escoamento em Tubos de Sucção de Turbinas Hidráulicas e sua Influência na Atração de Peixes. *Iberian Latin-American Congress of Computational Methods in Engineering – CILAMCE*, Espírito Santo, Brasil, (2015).

Vila, J. L. C. R., Almeida, P. P. S., Melo, T. Estudo Experimental da Perda de Carga em Dutos de Sucção. 10th Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM, Salvador, Brasil, (2018).

Wang, C. C., Lo, J., Lin, Y. T. and Liu, M. S. Flow Visualization of Wave-type Vortex Generators Having Inline Fin-tube Arrangement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol45, pp.1933-1944, (2002).

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise







() Projeto de Máquinas(X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO COM AJUSTES DE MULTI TUBO E CHICANAS

Pedro Paulo Almeida¹, José Leandro Vila¹, Tiago de Melo^{1,2}.

¹Centro Universitário do Distrito Federal – UDF – Brasília / DF - 70.390-045

²Group of experimental and computational Mechanics - University of Brasilia, Gama, 72.405-610, Brazil almeidappsa@gmail.com

RESUMO: Trocadores de calor são importantes dispositivos térmicos na engenharia, tendo aplicação em diversos setores como o automotivo, aeroespacial e de geração de energia. Sua função é otimizar o processo térmico, acelerando a transferência de calor em sua estrutura através de sua devida configuração que pode conter tubos singulares, multitubulares, aletas, chicanas, entre outros. A indústria tem o constante objetivo de otimização de projeto dos trocadores, tornando-os mais compactos e eficientes, para por sua vez, permitir sua aplicação nos mais variados sistemas e aliado a isso melhorar seu funcionamento. Nessa direção, têm-se o objetivo desenvolver uma análise numérico-experimental de um trocador casco-tubo, conforme a norma TEMA, com ênfase na influência dos parâmetros geométricos e de escoamento no mecanismo de transferência de calor. Foram utilizados sistemas de trocadores multitubulares com ajustes de capilares e com inserção de chicanas, no âmbito de estudar parâmetros de campos de temperatura, flutuações de velocidade, para uma faixa de Reynolds de 1.602E+04 a 8.58E+04. Os estudos computacionais foram conduzidos no pacote comercial ANSYS® CFX, com ênfase no FLUENT, utilizando o modelo k - ε . Os resultados evidenciam que a taxa de transferência de calor nos tubos e casco do equipamento possui uma tendência de aumentar com o aumento do número de Reynolds. O sistema de contra fluxo possui maior desempenho térmico, assim como, a distribuição dos tubos de forma triangular.

Palavras-Chave: Trocador de Calor, Multitubular, Chicanas, Modelo k - ε.

ABSTRACT: Heat exchangers are important thermic devices for engineering, having application in diverse areas such automotive, aerospace and energy generation. Its function is to optimize the thermic process, accelerating the heat transfer in its structure through its due configuration which can have singular and multi tubes, winglets, baffles, among others. The industry has the constant goal of optimizing the project of exchangers, making them more efficient and compact, so by its turn, allow its application in diverse systems and, allied to this the enhancing of performance of the device. In this direction, the objective is to develop a numeric-experimental analysis in a shell-tube heat exchanger, according to the TEMA norms, with emphasis on the influence on the geometric parameters and heat transfer flow mechanisms. Systems of multitubular exchangers with tube adjustments and baffles insertions were utilized, with the purpose of studying parameters of temperature and velocity variations for a range of Reynolds of 1.602E+04 to 8.58E+04. The computational studies were conducted on the commercial package ANSYS® CFX, with emphasis on FLUENT, utilizing the $k - \varepsilon$ model. The results highlight that the heat transfer tax at the shell and the tube of the device have a tendency of increasing with the rise of the Reynolds value. The counter flux scenario showed a better thermoperformance, same as the triangular disposition of tubes.

Keywords: Heat Exchanger, Multitubular, Baffles, k - ε *Model.*

INTRODUÇÃO

É comum, em sistemas mecânicos, químicos e até nucleares, como revisado por Washington (1993), a utilização de trocadores de calor para um maior controle da temperatura de trabalho, uma vez que este provê a transferência de calor de uma superfície a outra, através de fluidos distintos, sendo consequentemente a principal variável, a temperatura. Nos sistemas de trocadores de calor, usualmente são utilizadas configurações singulares e multitubulares, e com presença de aletas e chicanas.

Trocadores de calor, com relação ao sentido do escoamento são classificados em fluxo paralelo, fluxo contrário e fluxo cruzado, onde estas indicam o sentido do escoamento em relação aos tubos de transferência. Esses tubos, os quais tem sua quantidade, podendo ter apenas um ou diversos tubos, multitubular, e arranjo variável, de acordo com sua disposição, como estudado detalhadamente por Ferraz *et. al.* (2015) e Ferrari e Goulart (2015), garantem ao trocador a possibilidade de se trabalhar com mais área de troca térmica, assim como permite maior range de operação na



manipulação de uso de fluxo paralelo ou contra fluxo. Pela literatura, Washington (1993), o modelo de contra fluxo é o que garante maior performance térmica uma vez que os gradientes de temperatura são elevados a jusante do canal.

Chicanas e aletas, como revisado por Castro e Neto (2002), e Mainardes (2007), garantem ao sistema um aumento na transferência de calor uma vez que empregam maior área de contato para troca de calor. Por sua vez, essas superfícies estendidas cuja função é a de otimizar as trocas térmicas provocam perturbações no escoamento, causando flutuações de velocidade, e consequentemente de temperatura. Para contornar esse tipo de influência autores como Lei *et. al.* (2010) e Torii *et. al.* (2015), surgiram com estudos de aletas do tipo *delta-wing*, as mesmas do *vortex breakdown* de Peckham e Atkinson (1957), de modo a recuperar o rendimento do dispositivo, e ainda garantindo aumento de performance; esta pesquisa não envolverá aletas *delta-wing*.

A indústria tem utilizado a otimização de trocadores de calor para permitir a construção de sistemas mais compactos e baratos, Pickenäcker (1998). Autores clássicos, Bergles *et. al.* (1979) e Webb *et. al.* (1980), fizeram grandes trabalhos revisando 1967 citações de literatura e identificando 329 patentes americanas sobre designs de trocadores. Recentemente, Thulukkanam (2013) realizou um estudo completo acerca do design do estudado. Nessa direção, o objetivo é desenvolver uma análise numérico-experimental de um trocador casco-tubo, conforme a norma TEMA, com ênfase na influência dos parâmetros geométricos e de escoamento no mecanismo de transferência de calor. Foram utilizados sistemas de trocadores multitubulares com ajustes de capilares e com inserção de chicanas, no âmbito de estudar parâmetros de campos de temperatura, flutuações de velocidade, para uma faixa de Reynolds de 1.602E+04 a 8.58E+04. Os estudos computacionais foram conduzidos no pacote comercial ANSYS® CFX, com ênfase no FLUENT, utilizando o modelo k - ε , uma vez que sua utilização pode fornecer flexibilidade na construção de modelos computacionais realistas que são adaptáveis para uma ampla variedade de condições físicas, Krubniki e Freitas (2016).

EQUAÇÕES GOVERNANTES DO MODELO Κ - ε

O modelo de turbulência escolhido foi o k- ε , uma vez que este fornece a construção de modelos computacionais realistas que são adaptáveis para um variado range de aspectos físicos, Krubniki e Freitas (2016). Ferraz *et. al.* (2015) trata de comparar os diversos modelos de turbulência quando aplicados a sistemas de trocadores de calor e indica o modelo k- ε . Sheikholeslami e Ganji (2016) utiliza o modelo observado para simular o aprimoramento de um trocador de calor ar-água com chicanas helicoidais, onde assim como na presente pesquisa se baseia em um estudo experimental para conduzir as simulações.

O modelo k- ε consiste na resolução de duas equações adicionais, da energia cinética (k) e sua dissipação (ε), e é o modelo mais utilizado na simulação numérica de escoamentos turbulentos, inclusive sendo o padrão para simulações industriais, Nunes *et. al.* (2015), visto que é um modelo simples de ser executado e oferta bons resultados acerca do tema analisado, além de recentemente ter sido validado por diversos autores mostrando robustez e precisão, Brasil (2002) e Versteeg e Malalasekera (2007).

A partir da equação da continuidade Eq. (1), foram desenvolvidas as equações executadas no ANSYS® CFX, note que a estratégia de modelagem foi a URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*).

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_{j}}(u_{j}\rho u_{i}) = +\frac{\partial}{\partial x_{j}}(-u_{j}^{'}\rho u_{i}^{'}) - \frac{\partial}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left(\mu(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}})\right)$$
(2)

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho T u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} (\Gamma + \Gamma_t) \right)$$
(3)

enquanto,

$$\Gamma(=\mu/\Pr)$$
 e $\Gamma_t(=\mu_t/\Pr_t)$ (4)

, onde $\rho u_i u j$ e u_t são definidos como:

$$-\rho u_{j}^{\prime} u_{i}^{\prime} = \mu \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} \right) - \frac{2}{3} \rho k o_{ij} - \frac{2}{3} \mu_{i} \frac{\partial u_{k}}{\partial x_{k}} o_{ij}$$
(5)

$$\mu_t = \rho C_{\mu} k^2 / \varepsilon \tag{6}$$

As equações adicionais de turbulência da energia cinética e da sua dissipação podem ser obtidas por meio das Eqs. (7,9). Onde as constantes C1e = 1.42, Cu = 0.0845, C2e = 1.68, Prt = 0.85, Dk = 1 e De = 1.3, assim como conduzido por Sheikholeslami e Ganji (2016).

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho \varepsilon + G_k = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i \rho k)$$
(7)

enquanto,

1.

`

$$G_{k} = -\frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} \rho u_{i} u_{j}$$
(8)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i\rho\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{\mu_i}{\sigma_{\varepsilon}} + \mu\right) \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j} \right) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\varepsilon}{k} C_{1\varepsilon} G_k$$
(9)

PROCEDIMENTO NUMÉRICO

As simulações foram conduzidas no pacote comercial ANSYS® CFX, com ênfase no FLUENT, e tiveram um approach URANS utilizando o modelo de turbulência k- ε, devido sua facilidade de uso, reduzidos custos operacionais e diversas recomendações e validações de autores recentes, como Nunes *et. al.* (2015), e Sheikholeslami e Ganji (2016), além do fato de ser o modelo adotado pela indústria. O esquemático do sistema experimental analisado é exibido na Fig.1. Nele foram avaliadas variáveis de campos de temperatura e flutuações de velocidade.



Figura 1. Desenho esquemático do trocador de calor analisado. Imagem retirada de Sheikholeslami e Ganji (2016).

Foram consideradas três configurações de arranjo dos tubos de cobre, ver Fig 2, com intuito de analisar a influência do ajuste destes na performance do trocador. Foram utilizados formatos geométricos de Triângulo, com ângulos internos de 60° e lado 12 mm, quadrado, com ângulos internos de 90° e lado 12.59 mm, e linear espiral, onde neste foram utilizados tubos helicoidais de revolução 3. Nos 2 primeiros cenários foram utilizados 12 tubos de 1200 mm, e no espiral, 7 tubos. A configuração helicoidal foi inspirada no modelo de Almeida *et. al.* (2018). É importante notar que no espiral não foram usadas chicanas uma vez que bloqueariam o escoamento em demasia.



Figura 2. Arranjo dos tubos de fluido quente; (a)Quadrado; (b) Triângulo; (c) Espiral.

Sem nenhuma simplificação, um trocador casco-tubo de escala industrial com por exemplo 500 tubos e 10 chicanas de tamanho grande poderia exigir um poder computacional de 150 milhões de elementos, Prithiviraj e Andrews (1998). Não obstante, é impossível modelar tal cenário utilizando computadores ordinários. Para passar por essas dificuldades, além de configurações simplificadas do dispositivo como visto na Fig. 1, a quantidade de elementos foi limitada a 10 milhões. A quantidade média de nós nos testes conduzidos foi de 3.632.723, já de elementos, 9.315.969.

A qualidade de malha, ver Fig.3, limitada por restrições de hardware, foi gerada usando um nascimento standard, com refinamento de face apenas das superfícies de inlet e outlet e das paredes onde ocorre a condução de calor, tanto das regiões do fluido quente e do fluido frio. A malha ainda teve sua função de tamanho alterada para proximidade; o centro de relevância para grosseiro; o refinamento foi utilizado classe 3. Ainda, foram aplicados os recursos de inflation e sizing entre as interfaces de contato, onde ocorre a transferência de calor, após o estabelecimento de face meshing.



Figura 3. Grids computacionais de malha da região de inlet do trocador de calor.

Com relação às chicanas foram utilizados 3 tamanhos de corte de chicanas, sendo esses de 25, 50 e 80% do diâmetro interno do casco. É interessante ressaltar que os cortes mais comuns variam entre 80 e 50%, com seu tamanho ótimo variando entre 65 e 55% de acordo com a literatura comum. Seu espaçamento também foi variado para analisar as mudanças, foi utilizado um espaçamento de 92.307 mm onde foram inseridas 12 chicanas, e um espaçamento de 60 mm para 20 chicanas.

Já no FLUENT, foi ativada a equação da energia e utilizado o modelo k- ε como justificado acima. Foi utilizado um range de Reynolds de 1.602E+04 a 3.204E+04 para o fluido frio e 4.77E+04 a 8.58E+04 para o fluido quente. As velocidades de inlet do fluido quente variou de 1 m.s⁻¹ a 1.8 m.s⁻¹, já do fluido frio, 0.293 m.s⁻¹ a 0.604 m.s⁻¹. A temperatura de inlet foi de 285 K para o frio e 323 K para o quente. Note que foram calculadas 300 iterações para garantir um resultado mais perto do esperado.

Para visualizar os resultados pós processamento foram utilizadas ferramentas simples como Isosurface, Countour e Streamline, de modo que fosse possível observar o desenvolvimento dos campos e flutuações das variáveis envolvidas, assim como o entendimento das linhas de corrente no dispositivo, para uma possível identificação de zonas de recirculação que diminuem o desempenho do dispositivo. A Fig.4 exibe um exemplo da função de streamline, quando aplicada a um Draft Tube como estudado por Vila *et. al.* (2017), esta que auxilia e permite analisar qual disposição e geometria de chicanas por exemplo é a mais adequada para o sistema.



Figura 4. Streamline em um draft tube cônico com injeção de escoamento secundário, por Vila et. al. (2017)

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A configuração experimental, ver Fig. 5, composta por um trocador de calor de casco e tubo e um sistema de aquecimento, é projetada conforme as normas TEMA, visando obter o melhor desempenho, para permitir a investigação do mecanismo de transferência de calor, com ênfase na influência da intensidade de turbulência do escoamento definida pelo Número de Reynolds e no layout dos tubos. Para o dimensionamento é necessário determinar alguns parâmetros de projeto, Thulukkanam (2013), os parâmetros utilizados, tanto na etapa experimental quanto numérico são dispostas na Tab. 1.

Tabela 1. Parâmetros de projeto para dimensionamento do equipamento experimental.

Parâmetros de projeto trocador de calor casco e tubo							
Temperatura de entrada do fluido frio	12 ° C						
Temperatura de entrada do fluido quente	50 ° C						
Diâmetro externo do tubo	1/4"						
Número de tubos	12						
Layout dos tubos	Triangular/Quadrado 45°						
Diâmetro interno do casco	53.4 mm						
Comprimento efetivo dos tubos	600 mm						
Corte das chicanas	20%						
Espaçamento das chicanas	60 mm						

Para confecção do trocador de calor foram utilizados tubos de cobre, conforme realizado por Jamshidi *et. al.*, (2013), devido à alta condutividade térmica, e um tubo de policloreto de polivinila (PVC) para o casco. É importante ressaltar que devido o material do casco não possuir bom isolamento térmico, os resultados podem destoar um pouco da literatura por conta deste fator. O aquecimento da água foi feito com resistências de 15KJ/s.



Figura 5. Sistema de aquecimento e trocador de calor casco e tubo.

Assim como na etapa numérica foram considerados os 3 arranjos de tubos: triangular, quadrada e espiral. As chicanas também foram adotadas da mesma maneira, contudo no experimental elas foram ainda responsáveis pela parte estrutural do equipamento, além de direcionar o escoamento ao longo do feixe de tubos; contudo no experimento foram apenas usadas chicanas com corte de 80%, ver Fig. 6, devido a limitações de laboratório.



Figura 6. Chicanas com corte de 20%, espaçadas igualmente com distância igual ao diâmetro do casco.

O trocador de calor acoplado ao sistema de aquecimento, apresentado na Fig. 5, é acoplado a uma bancada hidráulica. O equipamento é formado por duas bombas centrífugas de 0.70 kw com vazão máxima de 5.40 m₃/h, um rotâmetro que possui um faixa de medição de 0.40 a 4.00 m₃/h, e um registro globo para regulagem do fluxo. Este equipamento é utilizado para bombeamento do fluido frio, para manter a água na temperatura especificada na Tab. 1, foi colocado gelo no reservatório da bancada. Para o fluido quente foi utilizada uma bomba de 746 W, com vazão máxima de 30 L/min. O procedimento experimental foi realizado para o trocador de calor casco e tubo com layout triangular, quadrado girado 45° e helicoidal, experimentando Número de Reynolds de 2.79E+04 e 5.58E+04 para o fluido frio e 4.77E+04 e 8.56E+04 para o fluido quente, em condição de escoamento paralelo e contra fluxo, de forma verificar a influência destes parâmetros geométricos e de escoamento na taxa de transferência de calor do equipamento.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A primeira análise obtida através das simulações foi uma observação visual dos contornos de linhas de corrente, ressaltadas pelo recurso de streamline do Post. Dessa maneira foi possível identificar como cada espaçamento entre chicanas utilizado, 60 mm e 92.3 mm, influenciou na velocidade do escoamento e na intensidade de zonas de recirculação. A Fig. 7 mostra as linhas de corrente do trocador com 20 chicanas com corte de 80.



Figura 7. Disposição da Streamline no trocador com 20 chicanas de corte 80.

Ozden (2010), faz uma análise de desenvolvimento de linhas de corrente com approach numérico, porém para um L de 600 mm e cortes de 75 e 64%. Observando uma das configurações utilizadas pelo autor, com espaçamento de 93.07 mm e corte 75% é possível comparar com o presente trabalho; ver Fig. 8.





Figura 8. Comparação das linhas de corrente do trocador com espaço entre chicanas de 93.07 mm; (a) Ozden (2010) com corte de chicana de 75%; (b) Corte de 80% obtido através das simulações realizadas.



Um gráfico visual de comparação do desenvolvimento das streamlines em função do número de chicanas e área de seção transversal, pode ser visto na Fig.9; em todas as imagens apresentadas na Fig.9 foram realizadas no arranjo com geometria de losango, e tendo sido fixada a velocidade de entrada do fluido frio de 0.604 m.s^{-1} , e do quente, 1.8 m.s^{-1} ; para simplificação de nomenclatura considere a simbologia: (N) – número de chicanas, (CUT) – porcentagem de corte da chicana.



Figura 9. Desenvolvimento da velocidade das linhas de corrente em função das configurações de chicanas; (a) N=20 e CUT = 80%; (b) N=20 e CUT = 50%; (c) N=20 e CUT = 25%; (d) N=12 e CUT = 80%; (e) N=12 e CUT = 50%; (f) N=12 e CUT = 25%;

A partir da comparação entre os desenvolvimentos das linhas de corrente é visível que os cortes de chicana de 25% e 50% não atendem ao intuito de utilização das chicanas, que é redirecionar o escoamento forçando este a fluir por mais espaço de trabalho dentro do dispositivo para que se aumente a área e tempo de transferência de calor. Nesse âmbito, ao comparar os resultados com a literatura, foi percebido que, autores como Ozden (2010) indicam um corte ótimo de 64% para maior eficiência levando em conta componentes de velocidade e perda de carga com o desempenho térmico.

Assim como as condições envolvidas no trocador influenciam nas linhas de corrente, componentes de velocidade e perda de carga, estas também estão diretamente relacionadas com o poder de transferência de calor do dispositivo. Deste modo, foi inicialmente avaliado o desenvolvimento dos campos de temperatura para cada configuração de trocador de calor estudada, ver Figs.10,11. Para as análises seguintes novamente foram fixadas as velocidades de entrada do fluido frio de 0.604 m.s⁻¹, e do quente, 1.8 m.s⁻¹, e temperaturas de entrada de 285 K para o frio e 323 K para o quente.



Figura 10. Temperaturas de Outlet do Fluido Frio.



Figura 11. Temperaturas de Outlet do Fluido Quente.

É verificado que, como esperado para um trocador de calor casco tubo, o desenvolvimento das temperaturas dos fluidos frio e quente estabelecem condições inversas. Ao se espaçar as chicanas, aumentando seu número dentro do dispositivo, mostrou-se que houve aumento da troca de calor, isso devido ao aumento da superfície forçada de contato, assim como já visto pelas análises de linhas de corrente. O mesmo é observado ao se variar as porcentagens de área de superfície das chicanas, onde o corte de 80% se mostrou o mais efetivo.

Não obstante, além da verificação do estudo experimental, foram quantificados os intervalos dos coeficientes de transferência de calor na parede dos tubos de cobre, ver Tab.2.

Tabela 2. Intervalos dos coefficientes de transferencia de calor na parede dos tudos de cobre j w/M .K	Tal	bela	2.	Interva	los	dos	coefi	cientes	de	trans	ferên	cia d	e calo	r na	parede	dos	tubos	s de	cobre	[]	I/M^2	$^{2}.K$].
---	-----	------	----	---------	-----	-----	-------	---------	----	-------	-------	-------	--------	------	--------	-----	-------	------	-------	----	---------	----------	----

Número de	% de corte de	h min	h max
chicanas	chicanas	$[W/M^2.K]$	$[W/M^2.K]$
20	80%	5425,38	9767,21
20	50%	5521,19	9797,03
20	25%	5521,17	9784,21
12	80%	5425,33	9828,75
12	50%	5521,09	9755,46
12	25%	5534,76	9730,21

Os testes experimentais foram realizados com temperatura de entrada constantes, com os mesmos parâmetros dos testes computacionais. Foram desenvolvidos testes alterando arranjos, espaçamentos, número de peças, Reynolds, todos do mesmo modo que a etapa numérica. Em média os desvios de resultado entre o valor obtido pelo Ansys e pelo laboratório foi de 5° C, valor que pode ser explicado pelo teste experimental envolver muito mais variáveis de trabalho do ecossistema real, começando pelo isolamento parcial com o casco de policloreto, o que não ocorre no Fluent, onde o casco atua como isolante.

Alguns testes experimentais que merecem destaque são: fixando a vazão mássica do fluido quente, assim como a intensidade de turbulência nos tubos do trocador de calor, o gradiente de temperatura do fluido quente tem uma tendência de aumentar à medida que aumenta a intensidade de turbulência do fluido no casco sendo o efeito inverso verificado no gradiente de temperatura do fluido frio; o aumento do gradiente de temperatura do fluido quente com o aumento da vazão mássica, por conseguinte, da intensidade de turbulência do fluido no casco do trocador de calor; com o aumento do número de Reynolds do escoamento nos tubos do dispositivo, e por consequente, da taxa de transferência de calor por convecção, é verificado o aumento do gradiente de temperatura do fluido frio; como o número de Reynolds do escoamento no tubos do dispositivo, e por consequente, da taxa de transferência de calor por convecção, é verificado o aumento do gradiente de temperatura do fluido frio; como o número de Reynolds do escoamento no casco é mantido constante, e a taxa de transferência de calor nos tubos aumenta, o fluido quente rejeita menos energia térmica, dessa forma, diminuindo o gradiente de temperatura do fluido nos tubos; o equipamento com disposição dos tubos de forma triangular proporciona maior taxa de transferência de calor, contudo, conforme verificado por diversos pesquisadores este layout exige maior potência de bombeamento.

CONCLUSÃO

De início foi proposto o estudo de um trocador de calor casco-tubo no approach numérico e experimental visando analisar como o equipamento trabalha e responde determinadas condições de projeto, dessa maneira foram aplicados diversos testes quanto à posicionamento de tubos capilares, arranjos de chicanas, espaçamento de elementos, números



de Reynolds envolvidos, entre outros. No cenário numérico, o modelo k- epsilon teve resultado satisfatório, tendo comportamento compatível com a literatura presente. A análise gráfica visual obtida com os recursos de streamline e countour do Fluent mostraram uma conferência com a literatura, desenvolvendo o comportamento esperado do dispositivo. Ao comparar os resultados numéricos com os experimentais houve em média uma diferença de 5° C, isso que pode ser explicado pelo fato do experimento ter todo o ecossistema real na questão, como por exemplo o isolamento de PVC, e no caso numérico as paredes do casco foram admitidas como isolantes; porém o comportamento do trocador com relação às alterações de montagem e projeto corresponderam da mesma maneira. A configuração do trocador helicoidal demonstrou péssima qualidade de construção, uma vez que teve sua fabricação dificultada. Pelos testes concluídos, a configuração ótima, dentro das realizadas aqui neste trabalho, é a de corte 80%, com 20 chicanas e espaçamento entre chicanas igual ao diâmetro hidráulico, isso para um comprimento de 1200 mm e diâmetro externo de PVC. Para testes futuros, o autor pretende aprofundar a pesquisa no âmbito de qualidade de carga no equipamento e como responde ao gradiente de pressão envolvido, uma vez que o trabalho atual não focaliza esta análise por falta de equipamento de medição.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Centro Universitário do Distrito Federal – UDF pelo apoio dado durante a realização desta pesquisa. Bem como o professor orientador Tiago de Melo.

REFERÊNCIAS

- Almeida, P. P. S., Vila, J. L. C. R., Melo, T., 2018, "Estudo Numérico de Escoamentos em Tubos Circulares com Inserção de uma Fita Helicoidal", X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2018, Salvador, Brasil.
- J. C. P. D., 2017, "Validação de uma bancada de testes de trocadores de calor do tipo casco-termofissão",
- Grad. Thesis Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.
- Brasil jr, A. C. P., 2002, Turbulência. Rio de Janeiro, Brasil.
- Bergles, E., Webb, R. L., Junkhan, G. H., Jensen, K., 1979, Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer, Report No. HTL-19, Engineering Research Institute, Iowa State University, United States.
- Castro, P. S. H., Neto, W. W. G., 2002, "Avaliação de Corrosão em Trocador de Calor, Tipo Duplo Tubo, Através da Técnica da Radiografia Computadorizada", 6th Congresso Nacional de Ensaios Não Destrutivos, Salvador, Brasil.
- Jamshidi, N. Farhadi, M. Ganji, D. D. & Sedighi, K., 2013. "Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers". Journal of Applied Thermal Engineering, 51(1-2), 644-652.
- Krubniki, L. R., Freitas, V. P., 2016, Análise da Influência da Geometria em um Trocador de Calor Compacto Tubo-Aleta Através de Simulação, Tese de Graduação, Universidade Tecnológica Federaal do Paraná, Ponta Grossa, Brasil.
- Lei, Y. G., He, Y. L., Tian, L. T., Chu, P., Tao, W. Q., 2010, "Hydrodynamics and Heat Transfer Characteristics of a Novel Heat Exchanger with Delta-Winglet Vortex Generators", Chemical Engineering Science vol.65, pp.1551-1562.
- Ferraz, J. G., Nunes, B. R., Rodrigues, M. K., Brum, R. S., Souza, J. A., Rocha, L. A. O., Isoldi, L. A., Santos, E. D., 2015, "Modelagem Computational de um Trocador de Calor Solo-Ar Empregando Diferentes Modelagens para Turbulência", Scientia Plena vol.11, doi: 10.14808/sci.plena.2015.081314.
- Ferrari, J. M. S., Goulart, J. N. V., 2016,"Simulação Numérica do Escoamento Laminar em Subacanais com Transferência de Calor", 22th Congresso de Iniciação Científica da UnB, Brasília, Brasil.
- Mainardes, R. S. L., 2007, Otimização de Trocadores de Calor de Tubos Aletados Circulares e Elípticos em Regime Turbulento, Dct. Thesis, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, Brasil.
- Nunes, B. R., Ferraz, J. G., Kipper, R., Rodrigues, M. K., Brum, R. S., Souza, J. A., Rocha, L. A. O., Santos, E. D., Isoldi, L. A., 2015, "Modelagem Compitacional Aplicada ao Estudo de um Trocador de Calor Solo-Ar com Diferentes Configurações Geométricas", Scientia Plena vol.11, doi: 10.14808/sci.plena.2015.081305.
- Peckham, D. H., Atkinson, S. A., 1957, "Preliminary results of low speed wind tunnel tests on a gothic wing of aspect ratio 1.0", British Aeronautical Research Council, cp508.
- Prithiviraj, M., Andrews, M. J., 1998, "Three-dimensional numerical simulation of shell-and-tube heat exchangers. Part 1: foundation and fluid mechanics", Number Heat Transfer. Part A, vol.33, pp.799–816.
- Sheikholeslami, M., Ganji, D. D., 2016, "Heat Transfer Enhancement in an Air to Water Heat Exchanger with Discontinuous Helical Turbulators; Experimental and Numerical Studies", Energy vol.116, pp.341-352.
- Thulukkanam, K., 2013, Heat Exchanger Design Handbook 2ed, CRC Press.
- Torii, K., Kwak, K. M., Nishino, K., 2002, "Heat Transfer Enhancement Accompanying Pressure-Loss Reduction with Winglet-Type Vortex Generators for Fin-Tube Heat Exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer vol.45, pp.3795-3801.



- Versteeg, H. K, Malalasekera, W., 2007, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. New York: Pearson-Prentice Hall.
- Vila, J. L. C. R., Dias, L. H. V., Mattos, P. H. C., Almeida, P. P. S., and Melo, T., 2017, "Turbulent structures in a flow visualization inside a conical diffuser", International Congress of Mechanical Engineering *COBEM*, pp.2150.
- Washington, D. C., 1993, DOE Fundamentals Handbook, Mechanical Science module 2 Heat Exchangers, U. S. Department of Energy, DOE-HDBK-1018/1-93.
- R. L. Webb, A. E. Bergles and G. H. Junkhan, Bibliography of U.S. Patent Literature on Heat Transfer Augmentation Techniques, Report NO. HTL-HTL-25, Engineering Research Institute. Iowa State University (1980).

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

(X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM TROCADORES DE CALOR SIMPLES.

Felipe José Lucchesi Rocha¹, Charlles Dannilo Sales de Oliveira, Felipe Torres Falleiros, Abner Diego Pinto Siqueira, Tiago de Melo, Centro Universitário do Distrito Federal – UDF SEP/SUL EQ704 / 904 Conj.A, Brasilia / DF, CEP 70390-045. lucchesi.universitario@gmail.com¹;

Resumo: Este trabalho propõe o dimensionamento numérico e experimental de um trocador de calor do tipo casco tubo, para o estudo da transferência de calor entre os fluidos (água) quente e frio. O foco deste artigo consiste em analisar três modelos e condições diferentes, avaliar qual das interações terá mais eficiência de transferência térmica. Com base no modelo montado de um trocador de calor tipo simples, alterando o diâmetro e aplicando três tipos de variações de vazão para realização do estudo. Para tal desenvolvimento na parte numérico, modelou-se um trocador de calor em software de desenho assistido por computador (SolidWorks) e posteriormente submetidos a análise com auxílio de software de elementos finitos (ANSYS 18.1), realizando a simulação numérico das transferências térmicas em que estão submetidos os fluidos no conjunto. No experimental dimensionado um trocador de calor conforme o modelo numérico, variando também os tubos internos e a vazão. Possibilitando analisar com termopares posicionados em trechos da tubulação, com o intuito de verificar a taxa de transferência térmica durante todo o corpo, para assim, poder comparar com os resultados numéricos para mostrar a diferença entre um trocador de calor real de um ideal.

Palavras-chave: Trocador de Calor; Casco e Tubo; Experimental e Numérico.

Abstract: This work proposes the numerical and experimental design of a tube-type heat exchanger for the study of heat transfer between hot and cold fluids. The focus of this paper is to analyze three different models and conditions, to evaluate which of the interactions will have more thermal transfer efficiency. Based on the assembled model of a simple type heat exchanger, changing the diameter and applying three types of flow variations to carry out the study. For this development in the numerical part, a heat exchanger was designed in computer-aided design software (SolidWorks) and later submitted to analysis with the aid of finite element software (ANSYS 18.1), performing the numerical simulation of the thermal transfers in which are subjected to the fluids in the set. In the experimental dimensioned a heat exchanger according to the numerical model, also varying the internal tubes and the flow. It is possible to analyze with thermocouples positioned in sections of the pipe, in order to verify the thermal transfer rate throughout the body, so as to be able to compare with the numerical results to show the difference between a real heat exchanger of an ideal.

Keywords: Heat Exchanger, Hull and Tube; Experimental and Numerical.

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são dispositivos que possuem a função de trocar energia térmica de duas correntes de fluidos em movimentos sem que ocorra a mistura entre si (INCROPERA, 2002). O tipo mais comum é o trocador de calor de casco e tubo, em que é composto por um tubo que atravessa internamente o casco, podendo ser concêntrico ou não. Um fluido com determinada energia térmica escoa pelo tubo interno, enquanto outro fluido de diferente energia térmica escoa externamente entre o casco e o tubo interno. A transferência de energia térmica ocorre do fluido quente para o fluido frio através da parede do tubo que os separam. Esta parede é dotada de uma espessura que influência na taxa de transferência térmica (quantidade de energia térmica que atravessa uma superfície durante um intervalo de tempo calculada através de dados pré-determinados), essa taxa diminui de acordo com o aumento da espessura (FOUST, 1986).

Os modelos de trocador de calor considerados para as avaliações numérico-experimentais são do tipo simples, onde os fluidos (quente e frio) escoam de forma paralela, em sentidos opostos, sendo os fluidos de trabalho a água (H₂O). As avaliações têm o intuito de comparar os resultados numéricos com os experimentais, e estudar seu comportamento para melhor compreender o conhecimento teórico obtido na literatura.

Onde dimensionado uma modelagem numérica e experimental para trocadores de calor tipo casco e tubo, para de avaliar a troca térmica dos fluidos e comparar, estudos experimentais com o numérico através de simulação computacional de elemento finitos, ANSYS 18.1.



Confeccionado um trocador de calor simples de um passe no casco e no tubo, onde possa variar o diâmetro do tubo interno mantendo o mesmo casco para comparar os resultados experimentais de cada diâmetro do tubo interno, para validar os resultados com os resultados numérico.

E posteriormente realizou uma modelagem matemática para a definir geometrias na caracterização da malha a ser utilizada para simulação a partir do programa de elementos finitos – ANSYS 18.1 para comparar em cada método as taxas de transferência térmicas de um trocador de calor real com um ideal. Introduzindo os valores de entradas reais registrados nos ensaios experimentais.

Figura 1 – Trocador de calor de casco e tubo simples de um passe.



2. METODOLOGIA

2.1. PROCEDIMENTO NUMÉRICO

Para realizar a comparação dos resultados obtidos de forma experimental com um modelo computacional, primeiramente, foi criado um modelo no software Solidworks, e selecionado o material do casco como PVC e o material do tubo interno alumínio 6063. Para auxilio de cálculos foi utilizado o software Matlab e para avaliação do trocador de calor foi feita uma simulação no software ANSYS, realizada através do método Fluent com malhas por CFD proximity. Os softwares utilizados no projeto foram:

- Matlab: para auxilio de cálculos de geometria e velocidade do fluido.
- SOLIDWORKS: utilizado para construção geométrica e montagem dos componentes dos dispositivos.

• ANSYS: responsável pela simulação dos dispositivos, gerando os resultados a serem comparados entre si e com o caso experimental, com utilização de água para os fluidos quente e frio e o alumínio para tubulação do fluido quente.

Figura 2 – Trocador de calor de casco e tubo de tubo com 22.3mm de diâmetro externo.



Para realização da simulação numérica foi utilizado um notebook Asus ROG de alto desempenho de configurações: i7 extreme octo-core 4720HQ 3.8Ghz, 32Gb DDR3 1600mhz Cosair Vengeance, placa de vídeo NVIDIA Gtx 965 de 4 núcleos e 4Gb GDDR5, SSD 512Gb OCZ. Com este equipamento foi possível gerar cerca de 1 a 4 milhões de nós na malha da modelagem no ANSYS.



2.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram confeccionados três trocadores de calor do tipo casco e tubo simples com fluxo contracorrente. Mantendo o mesmo casco externo de PVC e o mesmo comprimento, e vazão para os ensaios, sendo alterado apenas o diâmetro do tubo interno de alumínio 6063, que foram de 22,3mm, 38,1mm e 50,8mm.

Figura 3 – Trocador de calor de casco e tubo de tubo construído para o experimento.



Nos ensaios práticos a vazão foi mantida em 3 m³/h, 1,8 m³/h e 1,0 m³/h no casco, e 1,8m³/h pois essas se mostraram mais eficientes no resultado experimental.

Materiais que compõe o procedimento:

- Tubo PVC, de 60mm de diâmetro por 1200 mm de comprimento;
- Tubo de PVC, com 25mm de diâmetro;
- Tubo de alumínio 6063, com 25,0 mm de diâmetro por 1000mm de comprimento;
- Tubo de alumínio 6063, com 38,1 mm de diâmetro por 1000mm de comprimento;
- Tubo de alumínio 6063, com 50,8mm de diâmetro por 1000mm de comprimento;
- Termopares do tipo K;
- 2 bombas de água, com vazões de 1,8m³/h e 0,4 a 4 m³/h respectivamente.
- Resistência elétrica.

Em todas as geometrias o fluido quente e frio utilizado é água $(H_2 O)$, com fluxo de ambos na direção paralela e no sentido contracorrente um fluido do outro.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO.

As malhas geradas pelo ANSYS foram satisfatórias, devido a quantidade gerada acima de 6 milhões de nós, o programa exigia muita memória de processamento do sistema até chegar no ponto crítico de fechar o programa por falta de memória disponível. A solução encontrada foi reduzir a quantidade de nós a um nível que não prejudique a precisão do resultado.

		ANSYS		~		
3			- 6	and a		
The second s		and the		Y	Lan Land	3
Caso 1: 2	2,3mmm	Caso 2: 3	8,1mmm	Caso 3: 5		
Nós	3509685	Nós	1444971	Nós	924179	,
Elementos	7834142	Elementos	74948923	Elementos	1600474	

Figura 4 – Malha gerada no dispositivo.



3.1. Tubo de 22,3 mm

Os dados coletados por instrumentos nos procedimentos experimentais, para o tubo interno de diâmetro 22,3mm, adquiriu-se as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos (quente e frio) e foram registrados e dispostos no gráfico 5.

Para este, a uma temperatura ambiente de 22 °C, o fluido utilizado é água (H_20), com fluxo paralelo.

Gráfico 5 – Temperaturas de entrada e saída no trocador com suas respectivas vazões.



Pode observar que o fluido quente teve uma perda de 16 °C e o fluido frio um ganho de 3,3 °C, se fosse um trocador de calor perfeito e isolado, a perda de fluido quente seria a mesma quantidade de ganho do fluido frio, porém o trocador não é isolado e consequentemente possuíram perdas para o meio de aproximadamente 12,7 °C.

Para vazão fria igual a 1,8 m³/h o fluido quente teve uma perda de 14°C e o fluido frio um ganho de 2,4 °C de temperatura.

Para vazão fria igual a 3,0 m³/h o fluido quente teve uma perda de 15,5 °C e o fluido frio um ganho de 1,8 °C, totalizando uma perda para o meio de 13,7 °C.

Esses dados de perdas para o meio foram dispostos no gráfico 6.

Gráfico 6 – Perda de temperatura no trocador para o meio com suas respectivas vazões.

Perda para o meio °C



Na simulação computacional foram introduzidos os dados de entrada coletado nas temperaturas iniciais do procedimento experimental, gerando os resultados de variação de temperatura do fluido quente e frio:

Figura 7 – Campo de Temperatura do Fluido Quente (Tubo de 22,3 mm).





Figura 8 – Campo de Temperatura do Fluido Frio (Tubo de 22,3 mm)



As temperaturas médias de saída, do fluido quente e frio, foram registradas a partir do resultado da simulação computacional e disposta no gráfico 9, ao lado do resultado do procedimento experimental afim de compara-los.

Gráfico 9 – Dados de entrada e saída no dispositivo do ensaio experimental e computacional, onde a entrada foi obtida no processo experimental e introduzida no ensaio numérico. A saída foi obtida pelo resultado da simulação numérica.



Pode-se observar que o fluido quente teve uma variação média de 5,6 °C e o fluido frio 1,2 °C. Essa diferença de variação entre os dois fluidos é devida a diferença de velocidade e turbulência dos dois fluidos.

3.2. Tubo de 38,1 mm

Os dados coletados por instrumentos nos procedimentos experimentais, para o tubo interno de diâmetro 38,1mm, adquiriu-se as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos (quente e frio) e foram registrados e dispostos no gráfico 10.

Com temperatura ambiente de 22 °C, fluxo paralelo, fluido utilizado sendo água $(H_2 0)$ e variando a vazão.

Gráfico 10 – Temperaturas de entrada e saída no trocador com suas respectivas vazões.





Pode-se observar, que o fluido quente teve uma perda de 6,8 °C e o frio um ganho de 3,6 °C, outras perdas foram de 3,2 °C.

Adquiriu-se para esse caso, uma perda de 7 °C do fluido quente e um ganho de 2,4 °C para o fluido frio, outras perdas foram de 4,6 °C.

O fluido quente teve uma perda de 6,5 °C, já o fluido frio teve um ganho de 2,7 °C, perdas para o meio foi de 3,8 °C.

Esses dados de perdas para o meio foram dispostos no gráfico 11.

Gráfico 11 – Perda de temperatura no trocador para o meio com suas respectivas vazões.



Na simulação computacional foram introduzidos os dados de entrada coletado nas temperaturas iniciais do procedimento experimental, gerando os resultados de variação de temperatura do fluido quente e frio:

Figura 12 – Campo de Temperatura do Fluido Quente (Tubo de 38,1 mm).



Figura 13 - Campo de Temperatura do Fluido Frio (Tubo de 38,1 mm).



As temperaturas médias de saída, do fluido quente e frio, foram registradas a partir do resultado da simulação computacional e disposta no gráfico 14, ao lado do resultado do procedimento experimental afim de compara-los.

Gráfico 14 – Dados de entrada e saída no dispositivo do ensaio experimental e computacional, onde a entrada foi obtida no processo experimental e introduzida no ensaio numérico. A saída foi obtida pelo resultado da simulação numérica.





Pode-se observar que o fluido quente teve uma variação média de 3,0 °C e o fluido frio 1,6 °C. Essa diferença de variação entre os dois fluidos é devida a diferença de velocidade e turbulência dos dois fluidos.

3.3. Tubo de 50,8 mm

E por fim, para este último tubo, mantiveram as mesmas condições de temperatura ambiente e varações de vazões do tubo interno.

Os dados coletados por instrumentos nos procedimentos experimentais, para o tubo interno de diâmetro 50,8mm, adquiriu-se as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos (quente e frio) e foram registrados e dispostos no gráfico 15.





Com este tubo para esta condição, adquiriu uma perda de 5,2 °C no fluido quente e um ganho de 7,8 °C no fluido frio, consequentemente uma perda para o meio de 2,6 °C.

Observa-se que o fluido quente teve uma perda de 5,1 °C e o fluido frio um ganho de 5,4 °C, consequentemente uma perda para o meio de 0,3 °C.

Por fim, houve uma perda de 5,2 °C no fluido quente e um ganho de 7,8 °C no fluido frio, perdas para o meio foram de 2,6°C.

Esses dados de perdas para o meio foram dispostos no gráfico 16.




Na simulação computacional foram introduzidos os dados de entrada coletado nas temperaturas iniciais do procedimento experimental, gerando os resultados de variação de temperatura do fluido quente e frio:

Figura 17 – Campo de Temperatura do Fluido Quente (Tubo de 50,8 mm).







As temperaturas médias de saída, do fluido quente e frio, foram registradas a partir do resultado da simulação computacional e disposta no gráfico 19, ao lado do resultado do procedimento experimental afim de compara-los.

Gráfico 19 – Dados de entrada e saída no dispositivo do ensaio experimental e computacional, onde a entrada foi obtida no processo experimental e introduzida no ensaio numérico. A saída foi obtida pelo resultado da simulação numérica.





Pode-se observar que o fluido quente teve uma variação média de 1,2 °C e o fluido frio 3,0 °C. Essa diferença de variação entre os dois fluidos é devida a diferença de velocidade e turbulência dos dois fluidos. Neste caso o espaço no casco para o fluido frio atravessar o trocador é o menor de todos os modelos, devido a um maior diâmetro do tubo interno.

4. CONCLUSÃO

A área experimental proporcionou um maior entendimento quanto aos trocadores de calor, este por sua vez bastante aplicado nos projetos de engenharias. A confecção do trocador de calor apresentou dificuldades de construção e ensaio, mas as dificuldades foram contornadas pelas muitas horas de experiências adquiridas.

A área computacional proporcionou um maior entendimento na área de simulações e comportamento dos dispositivos com detalhamento numérico. Os conhecimentos adquiridos nos experimentos, minimizaram as dificuldades e problemas presentados.

Pode-se concluir na área experimental que uma troca de calor eficiente está relacionada com o material e espessura dos tubos, comprimento do trocador, temperaturas desejadas entre outros. Esses são fatores que devem ser levados em consideração na confecção de um trocador de calor, para que possa atender as necessidades desejadas. Com os resultados obtidos experimentalmente, observa-se que quanto maior a vazão do fluido frio, menor a troca de calor entre os fluidos, em alguns casos, isto se dá pela velocidade em que escoa o fluido dentro do casco do trocador. Outro ponto observado é quanto ao diâmetro do tubo interno, onde escoa fluido quente, pois quanto maior o diâmetro, menor a troca de calor entre os fluidos, isto se dá pela quantidade de fluido em contato com o tubo interno.

Na área computacional feita a comparação dos resultados das 3 variações de trocador de calor, com a mesma vazão na qual obteve-se o melhor resultado na área experimental, foi constatado que o melhor resultado foi obtido no modelo com o menor diâmetro de tubo interno.

Esse resultado se deve a dois fatores:

• em tubos de menor diâmetro o escoamento se torna mais turbulento, consequentemente a troca de calor é feita de forma mais homogênea, aproveitando melhor a troca por convecção;

• em relação a razão dos volumes dos fluidos quente/frio. Quanto menor o diâmetro do tubo quente maior será o volume de fluido frio circulando no casco, o que faz com que a temperatura do fluido frio permaneça menor mantendo um gradiente que favorece a troca de calor através da parede de alumínio.

A comparação dos resultados experimentais com os numéricos conclui que as discrepâncias entre as duas áreas de ensaios, devem-se aos fatores não ideais nos quais não foram calculados nos ensaios numéricos, tais como, perda de carga térmica para o ambiente, rugosidade das superfícies, adaptadores de tubos, gravidade e micro vazamentos. Porém em ambas áreas de ensaio, pode-se notar que o dispositivo que obteve melhor troca térmica foi o de menor diâmetro, por razões aqui já citadas.

Para os próximos trabalhos é indicado que seja realizada a variação do comprimento do trocador de calor, podendo ser ou não de multipasses no tubo e no casco, para assim obter resultados e compará-los com os deste trabalho, pois neste observa-se que variando o diâmetro do tubo interno em alguns casos há uma troca mais efetiva.

5. REFERÊNCIAS

CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. Termodinâmica. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013. xxviii, 1018 p.

FOUST, Alan S.; WENZEL, Leonard; CLUMP, Curtis; MAUS, Louis; ANDERSEN, L. Bryce. **Princípios das operações unitárias**. p.286 2. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982. 670 p.



INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013. xix, 643 p.

6. DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE AUTORAL

Todos autores participaram suficientemente do trabalho para tornar pública sua responsabilidade pelo conteúdo. "Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

7. ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

FABRICAÇÃO E ENSAIOS DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE VENTILADORES

Fabiano Pagliosa Branco Diego Souza Andrade Rayanne Rocha Dadalto Ana Carla Simão Queiróz Universidade Católica Dom Bosco Av. Tamandaré, 6000,Campo Grande, MS, Brasil fabiano@ucdb.br

RESUMO: Ventiladores são máquinas de fluxo geradoras que transmitem a energia mecânica para o fluido. Apesar da grande utilização, os ventiladores normalmente estão superdimensionados para o processo em uso. Nesse sentido é fundamental que as escolas de engenharia possibilitem o desenvolvimento de ensaios baseadas em normas técnicas em disciplinas como Mecânica dos Fluidos e Máquinas de Fluxo. O objetivo deste projeto foi desenvolver uma bancada de testes baseada na norma ANSI/AMCA 210-07 para aplicações didáticas. A bancada utiliza um ventilador centrifugo Siroco, com rotor de 40 pás curvas inclinada para frente de 225 mm de diâmetro. Para o ensaio foi necessário instrumentar a bancada para medir os dados de pressão, torque, potência e velocidade do ar. Os resultados demonstram que o equipamento pode ser utilizado em laboratórios didáticos de ensino e permite caracterizar adequadamente ventiladores centrífugos.

Palavras-Chave: bancada didática, ensino, instrumentação.

ABSTRACT: Fans are flow-generating machines that transmit mechanical energy to the fluid. In spite of the wide application, the fans are usually oversized, due to the lack of technical knowledge. In this sense, it is important that the engineering universities apply technical standards during didactic tests in disciplines such as Fluid Mechanics and Flow Machines. The objective of this work was to develop a test stand based on ANSI / AMCA 210-07 for didactic applications. The stand uses a Siroco centrifugal fan, with a 40-bent rotor blade with 225 mm in diameter. For the test, it was necessary to instrument the bench in order to measure pressure, torque, power, and air flow speed. The results show that the equipment can be used in didactic laboratories and allows to adequately characterize centrifugal fans.

Keywords: didacticstand; teaching, instrumentation.

INTRODUÇÃO

Ventiladores são máquinas de fluxo geradoras que transmitem a energia mecânica para o fluido. São usados em sistemas de ventilação e têm a função de conduzir os gases entre dois ambientes, reservatórios, equipamentos, dispositivos, etc. Além dos sistemas de ventilação, podem ser aplicados na movimentação de ar ambiente (ventiladores de coluna, de teto, etc), no controle de temperatura e umidade para conforto, no controle de contaminantes, entre outros.

Apesar da grande utilização, os ventiladores normalmente estão superdimensionados para o processo em uso. Segundo Perinazzo (2009) até metade da energia do ventilador pode ser economizada através de práticas de projetos eficazes, incluindo desde a fase de projeto e desenvolvimento do ventilador à sua seleção quanto à capacidade de vazão e pressão, além do conhecimento correto das curvas do sistema onde será aplicado o equipamento.

Nesse sentido é fundamental que as escolas de engenharia possibilitem o desenvolvimento de ensaios baseadas em normas técnicas em disciplinas como Mecânica dos Fluidos e Máquinas de Fluxo. Para máquinas geradoras como os ventiladores a AMCA (*AirMovementandControlAssociationInternational*), associação internacional que estabelece padrões para ventiladores, juntamente com ANSI (*American National Standards Institute*) publicam normas especificas para avaliar o desempenho desse tipo de equipamento.

A norma ANSI/AMCA 210-07 estabelece métodos de ensaios laboratoriais com o propósito de determinar o desempenho aerodinâmico de ventiladores em termos de taxa de fluxo de ar, pressão desenvolvida, consumo de energia, densidade do ar, velocidade de rotação e eficiência para avaliação ou garantia. Dessa forma o objetivo deste projeto foi desenvolver e realizar testes em uma bancada de baseada na norma ANSI/AMCA 210-07 para aplicações didáticas.

METODOLOGIA

Descrição da bancada



O projeto segue a norma ANSI/AMCA 210–07 - ANSI/SHARAE 51 como pré-requisito do dimensionamento da bancada de ventiladores, utilizou-se um tubo de PVC de diâmetro de 150mm, seguindo a configuração do modelo 7B da norma. Na Fig.(1) tem-se a bancada e seus componentes.



1- Dinamômetro;

- 2- Motor WEG 0,75CV 1140rpm;
- 3- Ventilador centrífugo;
- 4- Transição quadrado para redondo;
- 5- Duto;

6- Tubo de Pitot (Dwyer 160);

7- Suporte do Pitot;

8- Cone de restrição;

9- Inversor de frequência(AgeonEletric XF-1.0);
10- Base dos manômetros;
11- Manômetros diferenciais em U.
12- Estrutura da bancada.

Figura 1. Bancada didática e componentes

Os ensaios foram realizados com manômetros com inclinação de 10° em relação a horizontal com escala de 160 mm para medição das pressões dinâmica (P_v) e estática (P_s). O fluido utilizado no manômetro foi o álcool anidro considerando a densidade de 811 Kg/m³.

O dinamômetro da bancada é baseado no freio de Prony, o motor WEG fica em balanço conforme visto na Fig. (2a), apoiado em dois mancais de rolamentos. Quando o motor é acionado, um braço de 190 mm na base do motor aciona uma balança conforme mostrado na Fig. (2b). A balança tem capacidade de 2 kg enquanto a rotação é medida por um tacômetro(MDT-2245C Minipa).



Figura 2. Detalhes do dinamômetro usando o (a) eixos do motor em balanço e (b) balança para medição do torque.



Procedimento experimental

A bancada utiliza um ventilador centrifugo Siroco, com rotor com 40 pás curvas inclinada para frente de 225 mm de diâmetro. Para o ensaio foi necessário medir os dados de pressão, torque, potência e velocidade do ar. Os ensaios foram realizados em duas rotações do motor através de um inversor de frequência em 1000rpm e 1300rpm com 10 medições de vazão, a cada rotação foi medida 9 posições do cone de restrição variando as grandezas de velocidade, vazão, pressão e potência.A partir dos dados medidos foi possível obter as curvas que caracterizam esse tipo de equipamento. São elas: Curva de pressão total, eficiência total e potência de eixo.

Equações governantes

A norma ANSI/AMCA 210-07 - ANSI/SHARAE 51 apresenta uma série de equações básicas que devem ser utilizadas para determinar as variáveis físicas medidas na bancada, nessa sessão são apresentas essas equações.

Velocidade dinâmica média:

$$P_{\nu} = \left(\frac{\Sigma \sqrt{P_{\nu r}}}{n}\right)^2 \tag{1}$$

Onde: P_{v} - Pressão de velocidade dinâmica [Pa]; P_{vr} - Pressão de velocidade dinâmica para cada posição radial do tubo Venturi [Pa] e; n - número de medias.

Velocidade média:

$$v = \sqrt{2} \sqrt{\frac{\beta_v}{\rho}}$$
(2)

Onde:v- Velocidade média do escoamento [m/s] e p- Densidade do ar no duto [kg/m³] a temperatura ambiente de 26°C.

Vazãovolumétrica:

$$Q=vA$$
 (3)

Onde: Q - Vazão no duto [m³/s] e A- Área do duto [m²].

Pressãoestáticamédia:

$$P_s = \frac{\Sigma P_{sr}}{n} \tag{4}$$

Onde: P_s- Pressão estática média [Pa] e P_{sr}- pressão estática a cada posição do Venturi [Pa].

Potência de eixo

A medição da potência mecânica no eixo (Ne) foi feita através do freio de Prony, onde o eixo do ventilador é freado permitindo a mensuração indireta da potência. Para isso deve-se registrar o peso (G) na extremidade da barra em uma balança, enquanto a rotação é medida no tacômetro, a expressão da potência é dada pela eq. (5).

$$N_e = T\omega = 2\pi \frac{n}{60} L G \tag{5}$$

Onde: *T*-Torque [Nm];ω - Rotação [rad/s];n - Rotação [rpm];L - Comprimento do braço [m] e G - Peso da massa [N].

Rendimento total

Dessa forma o rendimento total pode ser determinado:

$$\eta_t = \frac{N}{N_e} = \frac{QP_v}{N_e} \tag{6}$$



RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os gráficos das Fig. (3), (4) e (5) mostram os resultados das curvas de pressão total, eficiência total e potência de eixo obtidos a partir dos ensaios padronizados na bancada didática desenvolvida.



Figura 3. Curvas de pressão total em função da vazão a rotações de 1300 e 1100rpm.



Figura 4. Curvas de eficiência total em função da vazão a rotações de 1300 e 1100rpm.



Figura 5. Curvas de potência de eixo em função da vazão a rotações de 1300 e 1100rpm.

Através dos gráficos das Fig.(3), (4) e (5) foi obtido o comportamento típico das curvas de pressões, com a pressão total aumentando conforme o cone de restrição estrangulava a vazão do tubo, obtendo o valor máximo de pressão estática com o duto totalmente fechado a 91,4 Pa. Observa-se que o rendimento máximo obtido foi próximo a 7,0% evidenciando a necessidade do estudo desse tipo de equipamento para otimização dos projetos de rotores centrífugos.

CONCLUSÃO

A bancada será utilizada como complemento no ensino dos acadêmicos dos cursos de engenharia da universidade com objetivo de promover a interação entre a teoria aplicada em aula com a prática, já que ventiladores são máquinas de grande importância para diversas aplicações. Os resultados demonstram que o equipamento pode ser utilizado em laboratórios didáticos de ensino e permite caracterizar adequadamente ventiladores centrífugos.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Universidade Católica Dom Bosco (UCDB) pelo apoio ao projeto.

REFERÊNCIAS

ANSI/AMCA STANDARD 210-07, 2007, "Laboratory methods of testing fans for rating."EstadosUnidos. Perinazzo, A.F. 2009, "Desenvolvimento de bancada para testes de ventilador." Novo Hamburgo: Centro Universitário Feevale, 2009. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Industrial Mecânica, Centro Universitário Feevale.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- ()Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia



- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x)Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

MEDIÇÃO DE ATRITO EM SUPERFÍCIES FUNCIONALIZADAS FISICAMENTE E LUBRIFICADAS COM ÓLEO DE SOJA

Rayanne Rocha Dadalto, Marco Hiroshi Naka Universidade Católica Dom Bosco

Avenida Tamandaré, número 6000, bairro Jardim Seminário – Campo Grande MS eng.dadalto@gmail.com, marco.naka@ifms.edu.br

RESUMO: O presente projeto apresenta o estudo do coeficiente de atrito em superfícies funcionalizadas e fabricadas em impressora 3D em ABS (Acrilonitrila Butadieno Estireno). Foram estudadas duas superfícies com base na técnica de biomimetismo, o primeiro tipo de superfície foi baseado na configuração das penas da asa da coruja, sendo um perfil semelhante a ganchos e outro com forma de pentes. O segundo tipo teve como base a textura da pata da lagartixa, tendo dois perfis: um com textura em formato circular e outro oval. Os coeficientes de atrito dos quatro perfis das superfícies foram obtidos através de um tribometro de movimento recíproco, que consiste no deslizamento de um corpo de prova sobre uma superfície lubrificada. A superfície que apresentou um coeficiente de atrito menor foi a superfície 1, da pata da lagartixa de formato circular uniforme, com a utilização de lubrificação a partir do óleo de soja, o coeficiente de atrito da direita para a esquerda foi de 0,38 e da esquerda para a direita foi de 0,08.

Palavras-Chave: Atrito, biomimetismo, tribômetro

ABSTRACT: The present project presents the friction coefficient method in functionalized and fabricated 3D interfaces of the ABS printer (Acrylonitrile Butadiene Styrene). Two surfaces were studied based on the biomimicry technique, being the first type of surface from a configuration of wing feathers, being a profile similar to hooks and another one with the form of combs. The second type was based on the texture of the gecko, having two profiles: one with circular texture and one oval. The coefficients of friction of the four precursors were crossed through a recessive triad movement, which consists of a test body movement on a lubricated surface. The surface having a lower coefficient of friction was the surface of a uniform circular-shaped gecko glove with the use of a lubrication from soybean oil, the right friction coefficient to the position of 0.38 and to the right was 0.08.

Keywords: Friction, biomimetismo, tribometer

INTRODUÇÃO

A lubrificação é uma técnica muito usual no âmbito industrial e automotivo, que consiste na aplicação de uma camada de lubrificante ou graxa entre superfícies de contato, sejam as duas superfícies em movimento ou apenas uma delas. A finalidade de seu uso baseia-se na preocupação em aumentar a vida útil de equipamentos e estruturas. Logo, as principais funções de seu uso de acordo com Pauli e Uliana (1997), são: minimizar o atrito e desgastes de peças, fornecer controle de temperatura de forma a absorver o calor gerado por meio do contato entre duas superfícies, evitar a ocorrência de corrosão gerada pela ação de ácidos, amortecer choques gerados pelo contato de peças de maneira que seja possível a transformação de energia mecânica em energia fluídica, além de promover boa vedação em relação a não permeabilidade da entrada de outros fluídos e contaminantes, assim como partículas estranhas.

O maior problema enfrentado na utilização de lubrificantes concentra-se na realização do seu devido descarte, pois segundo o relatório do Ministério de Meio Ambiente para o Conselho Nacional do Meio Ambiente (2005), os óleos lubrificantes são resíduos tóxicos potencialmente perigosos para o meio ambiente e para a saúde humana, além de ser uma substância pouco degradável. Logo, a reciclagem desse recurso não renovável é uma prática de gestão indispensável. Uma outra alternativa é o investimento em materiais biodegradáveis e renováveis, portanto, muito se tem pensado acerca da utilização de biolubrificantes, ou seja, óleos vegetais, no objetivo de minimizar os impactos ambientais provenientes do uso de lubrificantes de origem fóssil.

Os biolubrificantes derivados de óleos vegetais apresentam propriedades físico-químicas semelhantes aos lubrificantes de origem mineral, além de proporcionar vantagens no que diz respeito ao meio ambiente, como biodegradabilidade, e por serem oriundos de fontes renováveis. Algumas rotas reacionais já foram desenvolvidas e estabelecidas para a produção de biolubrificantes a partir de ésteres oriundos de oleaginosas (SILVA, OLIVEIRA & CAETANO, 2014).



O coeficiente de atrito é uma característica comumente utilizada como parâmetro prático, seja na fabricação de peças e sistemas mecânicos onde se deseja um valor baixo de coeficiente de atrito, por prejudicar o desempenho de sistemas mecânicos devido ao aquecimento gerado pelo contato de peças com deficiência de lubrificação (BINDER, 2009) ou para dimensionamento de fundações e bases de pavimentos na indústria civil, onde se deseja materiais com coeficiente de atrito alto (MENDES, 2008). Portanto, o seu estudo é de extrema importância. O coeficiente de atrito é definido como a razão entre a força cisalhante (força de atrito) e a força normal exercida pelo corpo sobre a superfície (FREITAS, 2016) e serve como parâmetro para a avaliação da eficácia de um biolubrificante, onde o seu valor depende do tipo de material que as superfícies analisadas são compostas, bem como o tipo de usinagem e polimento realizado, sua granulometria e quando analisado em sistema em movimento, é influenciado pela velocidade de operação e carga aplicada pelo corpo de prova sobre a superfície. Além disto, na presença de um lubrificante, a temperatura de operação é um fator determinante no seu desempenho.

O presente trabalho apresenta como objetivo, o estudo do coeficiente de atrito em superfícies funcionalizadas e fabricadas em impressora 3D, na qual o material de adição é o ABS (Acrilonitrila Butadieno Estireno). As superfícies estudadas foram fabricadas com base na técnica de biomimetismo, ou seja, imitação inspirada pela natureza para a obtenção de texturas. As penas da asa da coruja apresentam baixo atrito quando em contato com o ar, além de possuir aspectos capazes de diminuir os ruídos. O formato dessa superfície é semelhante a ganchos em forma de pentes. Quanto a pata da lagartixa, segundo Meira (2008), muito se tem estudado a respeito da criação de novos adesivos reutilizáveis inspirados na no sistema de aderência encontrado na pata das lagartixas. Sua estrutura é formada por micro pelos minúsculos e encontrados densamente comprimidos em toda a extensão das patas, fazendo com que surjam finas forças de atração entre suas moléculas e as da superfície de apoio, chamadas Forças de Van der Waals. Essas superfícies foram testadas em um tribômetro de movimento recíproco, ocorrendo movimentos relativos entre duas peças de forma que se possa obter o valor do coeficiente de atrito. As escolhas das superfícies foram determinadas com base nas características quanto ao seu uso original, de forma a encontrar estruturas com o menor coeficiente.

METODOLOGIA

O tribômetro de movimento recíproco é composto por extensômetros que são elementos utilizados para a medição de deformações em estruturas em função da variação da sua resistência elétrica. Cada deformação sofrida devido a aplicação de uma carga mecânica na superfície onde o transdutor de força é acoplado, tem-se a alteração da resistência do mesmo. A unidade de medida adquirida através do transdutor é dada em Volts (V), sendo necessárias calibrações para converter os dados em termos de força, ou seja, Newton (N). As calibrações foram realizadas três vezes separadamente para cada extensômetro, com as deformações das fitas molas geradas por pesos conhecidos, com o intuito de analisar as equações lineares adquiridas com o auxílio da ferramenta Microsoft Excel, pois a repetibilidade na forma do gráfico e da sua equação indicam que os sensores e a fita mola não estão danificados, portanto, sendo possível concluir que estão operando da maneira adequada.

Os sensores foram ligados ao equipamento de aquisição ADS 0500 da Lynx Tecnologia Eletrônica Ltda. por meio de portas analógicas, onde os sinais foram adquiridos e analisados por meio dos softwares AqDados e AqAnálises respectivamente, ambos desenvolvidos pelo fabricante do equipamento. A velocidade, o tempo e a distância percorrida pelo corpo de prova dentro do recipiente onde as superfícies fabricadas em impressora 3D e o óleo de soja é depositado, são configurados com o auxílio de um circuito de controle em malha aberta, formado por um microcontrolador AT89S52, optoacopladores e um circuito em ponte H, que consiste em um drive de potência para o controle de motor de corrente contínua.

As superfícies ensaiadas foram confeccionadas de forma a simular a textura da asa da coruja e da pata da lagartixa, sendo dois perfis para cada, totalizando em quatro superfícies (Ver Figura 1 e 2). Cada superfície foi ensaiada 3 vezes em reservatório seco (sem adição de óleo lubrificante) e 3 vezes submergida no óleo de soja. Todos os ensaios foram realizados com velocidade de 1,75 mm/s com uma distância de 5 mm e duração de 10 minutos, no qual desconsiderou-se os primeiros 5 minutos. O restante dos 5 minutos foram considerados para análise, pois viu-se a necessidade de manter um regime permanente, evitando os dados iniciais.



Figura 1. Perfis da asa da coruja





Superfície 4 - pata da lagartixa ova

Superfície 1 - pata da lagartixa circular

Figura 2. Perfis da pata da lagartixa

Os dados obtidos apresentaram elevado índice de ruídos, sendo necessário a aplicação de um sistema de filtragem de dados. O método utilizado foi o Filtro de Kalman (FK) que é baseado em um algoritmo recursivo ótimo. Segundo Bitencourt (2003), esse filtro é capaz de estimar os estados de um sistema dinâmico linear perturbado por um ruído, calculando as estimativas para as variáveis. O código utilizado pode ser visualizado no anexo desse artigo e sua execução deu-se por meio do software Matlab-6.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os gráficos gerados pelo software AqAnálises da Lynx, foram dados em medidas de Volts (V) e tempo de ensaio para cada extensômetro, sendo o canal 0 (zero) representado pelo extensômetro da força normal da fita mola e o canal 2 (dois) da força cisalhante (força de atrito). Para a realização das análises, fez-se necessário ajustar a amostragem dos dados para uma taxa de 5 dados para cada amostra. Em cinco minutos de ensaio pode-se coletar 6000 dados, conforme pode-se notar a Figura 3 do gráfico do ensaio da superfície 1 a seco.



Figura 3. Gráfico gerado pelo software AqDados do ensaio da superfície 1 a seco, dos últimos 5 minutos

Os dados dos gráficos foram exportados para o software Microsoft Excel, onde utilizou-se a equação de calibração dos extensômetros, para determinar o valor equivalente da tensão (mV) em força (mN), pois a razão da força cisalhante pela força normal é o coeficiente de atrito.

Tendo notado a quantidade de ruídos, o que dificultaria a correta análise dos coeficientes de atrito, aplicou-se o Filtro de Kalman (FK) em todos os 24 gráficos gerados, sendo 4 superfícies, cada uma ensaiada 3 vezes a seco e 3 vezes no óleo. Na Figura 4 é mostrado o gráfico do coeficiente de atrito em função da amostra no gráfico da posição 1 até a 6000 da superfície 1 seca.



Figura 4. Gráfico gerado pelo software Matlab.6, onde a curva azul representa as amostras dos coeficientes de atrito sem o FK e a curva vermelha após a aplicação de FK da superfície 1 seca

É notável que com a aplicação do filtro de Kalman ocorreu uma considerável diminuição dos picos e vales dos ruídos das medidas feitas. A Figura 5 representa os gráficos da superfície 1 (pata da lagartixa circular), tratada com o FK no estado seco (gráfico azul) e lubrificado (gráfico vermelho), onde é possível notar através de uma análise visual que a adição do lubrificante (óleo de soja) diminui os coeficientes de atrito.



Figura 5. Gráfico gerado pelo software Matlab.6, onde a curva azul representa as amostras dos coeficientes de atrito em estado seco e a curva vermelha em estado lubrificado da superfície 1

A Figura 6 corresponde aos gráficos da superfície 4 (pata da lagartixa oval), seca (gráfico azul) e lubrificada (vermelha). A adição de lubrificação a esta superfície favoreceu para uma diminuição dos coeficientes de atrito.



Figura 6. Gráfico gerado pelo software Matlab.6, onde a curva azul representa as amostras dos coeficientes de atrito em estado seco e a curva vermelha em estado lubrificado da superfície 4

A Figura 7 representa aos gráficos da superfície 6 (asa da coruja de perfil ramificado) em estado seco e lubrificado, onde é notável a diminuição dos coeficientes de atrito com a adição da lubrificação.



Figura 7. Gráfico gerado pelo software Matlab.6, onde a curva azul representa as amostras dos coeficientes de atrito em estado seco e a curva vermelha em estado lubrificado da superfície 6

A figura 8 refere-se aos gráficos da superfície 9 (asa da coruja de perfil retangular) em estado seco e lubrificado, onde pode-se notar que nem sempre a adição de lubrificante diminui o atrito entre superfícies, tendo em vista que a maioria dos coeficientes de atrito da superfície seca foi menor do que com a adição de óleo.



Figura 8. Gráfico gerado pelo software Matlab.6, onde a curva azul representa as amostras dos coeficientes de atrito em estado seco e a curva vermelha em estado lubrificado da superfície 9

Em geral, os gráficos gerados pelo ensaio da superfície 9 a seco demostraram a maioria dos coeficientes de atrito com valores abaixo de zero, ou seja, valores negativos devido à grande quantidade de picos negativos. Isso se deve na verdade a direção de deslocamento, visto que a força de atrito pode ser positiva ou negativa, dependendo da direção.

Quadro 1. Tabela com as médias dos ensaios realizado e os devidos coeficiente médios obtidos de cada superfície

Superfície	Tipo de teste	Média maior	Media menor		
		1,0935	0,7626		
	seco	1,5963	1,1488		
		1,1466	0,8341		
1	Média teste seco	1,2788	0,9152		
1		0,3597	0,0085		
	lubrificado	0,4139	0,1227		
		0,3589	0,1011		
	Média teste lubrificado	0,3775	0,0774		
	*	1,5562	0,9712		
	seco	0,3165	0,0284		
		0,2184	-0,0536		
1	Média teste seco	0,6970	0,3153		
4		0,5722	0,2792		
	lubrificado	0,5514	0,2439		
		0,6031	0,2960		
	Média teste lubrificado	0,5756	0,2730		
		0,5068	0,2522		
	seco	0,4578	0,1841		
		0,6423	0,3226		
6	Média teste seco	0,5356	0,2530		
0		0,3731	0,0590		
	lubrificado	0,2985	-0,0262		
		0,2967	0,0157		
	Média teste lubrificado	0,3228	0,0162		
		0,7510	0,3421		
	seco	0,9844	-2,8399		
		-0,1403	-3,5078		
0	Média teste seco	0,5317	-2,0019		
9		0,7396	0,4784		
	lubrificado	1,1167	0,7380		
	, v	1,1256	0,7654		
	Média teste lubrificado	0,9940	0,6606		



A partir dos dados coletados dos ensaios, realizou-se a média dos coeficientes de atrito para cada superfície ensaiada sem a presença de lubrificação e com lubrificação, a partir da média de cada ensaio. Separou-se os valores maiores que a média que correspondem ao movimento em uma direção da superfície e os valores menores que correspondem ao movimento na outra direção da superfície, pois no geral, em uma estrutura, o coeficiente de atrito pode variar de acordo com sua posição de aplicação. No Quadro 1, tem-se o resumo dos dados obtidos.

CONCLUSÃO

A partir do presente projeto, pode-se perceber que o procedimento de colagem é um fator determinante para a qualidade do andamento do projeto e que o seu não cumprimento prejudica a vida útil dos sensores e as medidas realizadas de forma a induzir uma medição falsa sobre determinado dado. Quanto aos coeficientes de atrito, pode-se notar que dentre os quatro perfis analisados, 3 deles apresentaram diminuição do seu coeficiente em função da adição de óleo de soja (comercial) como lubrificante e todos os quatro perfis apresentaram menor coeficiente de atrito quando analisados os ensaios com movimentos da esquerda para a direita. A superfície com o coeficiente de atrito menor foi a superfície 1 da pata da lagartixa de formato circular uniforme, com a utilização do lubrificante, coeficiente de atrito da direita para a esquerda foi de 0,3775 e da esquerda para a direita foi de 0,0774.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a UCDB pela oportunidade de desenvolver o projeto, utilizando-se dos seus laboratórios, o suporte financeiro por meio de bolsa benefício e compra de materiais e a todos aqueles que da maneira mais simples contribuíram para o desenvolvimento desse projeto. Agradece também ao apoio do CNPq no financiamento ao projeto.

REFERÊNCIAS

- BITENCOURT, H. J. Métodos de estimação Recursiva baseados no Filtro de Kalman aplicados a sistemas não lineares. 117f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2003.
- MENDES, T. M. Influência do coeficiente de atrito entre os agregados e da viscosidade da matriz no comportamento reológico de suspensões concentradas heterogêneas. 97f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil), Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.
- PAULI, E. A; ULIANA, F. S. CPM Programa de certificação de Pessoal de Manuteção (Mecânica/Lubrificação), 98f. Apostila Técnica - SENAI, Espírito Santo, 1997.
- BINDER, C. Desenvolvimento de Novos Tipos de Aços Sinterizados Autolubrificantes a Seco om Elevada Resistência Mecânica Aliada a Baixo Coeficiente de Atrito Via Moldagem de Pós Por Injeção. 170f. Tese (Doutorado em Engenharia de Materiais), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.
- FREITAS, A. C. C. Forças, Momentos e coeficientes de atrito em teste de três pontos e em teste de resistência ao deslizamento com braquetes autoligáveis e fios 0,014" utilizando um novo dispositivo. 12f. Tese (Doutorado Odontologia), Faculdade de Odontologia da universidade de São Paulo, São Paulo, 2016.
- SILVA, J. A. C. da; OLIVEIRA, A. H. S. de; CAETANO, A. C. R. Purificação de óleo básico de mamona para formulação de biolubrificantes utilizando destilação molecular. In CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA QUÍMICA , XX, 2014, Florianópolis, SC.
- MEIRA, G. L. A Biomimética Utilizada como Ferramenta Alternativa na Criação de Novos Produtos. In II Encontro de Sustentabilidade em Projeto do Vale do Itajaí, 2008, Santa Catarina.
- SILVA, M; LANGONE, C; ZVEIBIL, V, Z. BARROS, R. G. L; TARQUINIO, T. T; LEITE, F. H, F; RIBEIRO, A. A. Relatório do Ministério do Meio Ambiente para o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), artigo 9, resolução CONAMA 362/2005.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsávelveis pelo material impresso contido neste artigo.



ANEXO

```
%Código do Filtro de Kalman (FK)
 %Definindo B como entrada do algoritimo
%Sendo B um vetor do sinal lido (ruidoso)
в
% Definindo dimensões
Pe=size(B);
Pe=Pe(1,1)-1;
%Parâmetros
Q=1.6e-6;
R=0.001;
%Estimativa Inicial
P(1,1)=1;
Be(1,1)=1;
%Cálculo
]for v=1:1:Pe
    P(v+1,1)=P(v,1)+Q;
    K(v, 1) = P(v+1, 1) / (P(v+1, 1) + R);
    Be(v+1,1)=Be(v,1)+K(v,1)*(B(v+1,1)-Be(v,1));
    P(v+1,1)=(1-K(v,1))*P(v+1,1);
end
%Definindo Be como saída do algoritimo
%Sendo Be um vetor do sinal filtrado
Be:
```



ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ESCOAMENTO BIFÁSICO PARA ESTUDO DE HIDROCICLONE VIA CFD

Irvylle Raimunda Mourão Cavalcante

Universidade de Brasília - UnB St. Leste Projeção A - Gama Leste, Brasília - DF, 72444-240 irvylle@hotmail.com

Felipe Chagas Storti

Universidade de Brasília - UnB St. Leste Projeção A - Gama Leste, Brasília - DF, 72444-240 fc.storti@hotmail.com

RESUMO: O presente trabalho aborda um estudo acerca dos hidrociclones que é bastante utilizado na indústria petrolífera, na qual promovem a separação de componentes através de um campo centrífugo. Portanto, realizou-se por meio de metodologia numérica, a modelagem e simulação de um escoamento bifásico (óleo-água) em um hidrociclone. Utilizando-se para isso a Fluidodinâmica Computacional (CFD) que é uma ferramenta que auxilia no estudo de escoamentos, pois emprega-se a resolução numérica das equações de conservação para presumir o comportamento do fluido, operando através do *software ANSYS*[®]. Ademais, o presente trabalho tem como objetivo avaliar o perfil de velocidade e a distribuição de pressão ao longo do hidrociclone, analisar a trajetória das linhas de corrente e o comportamento das partículas de óleo (fase dispersa) e da água (fase contínua) no interior do hidrociclone, comparando-as com a literatura e trabalhos afins. Os resultados mostraram-se satisfatórios e coerentes com a literatura, nas qual os perfis de velocidade e pressão mantiveram o comportamento esperado para hidrociclones. Na fase dispersa, quanto a eficiência de separação fracionada, identificou-se que de 284 partículas de óleo injetadas, 267 saíram pelo *overflow* e 17 saíram pelo *underflow*. Apresentando, portanto, a simulação realizada, um ótimo desempenho e referência para realização de trabalhos futuros.

Palavras-Chave: Hidrociclone, simulação numérica, CFD

ABSTRACT: The present work addresses a study of the hydrocarbons that is widely used in the petroleum industry, in which they promote the separation of components through a centrifugal field. For that, a modeling and simulation of a biphasic flow (oil-water) in a hydrocyclone was carried out by means of experimental numerical methodology. Computational Fluid Dynamics (CFD) is a tool that is not a study of flow, because the numerical resolution of the conservation equations is used to presume the behavior of the fluid, operating through ANSYS software. In addition to analyzing the trajectory of current lines and the behavior of the oil and water particles (continuous phase) not inside the hydrocyclone, comparing it with literature and works. The results were satisfactory and consistent with a literature, in the ratings of speed and pressure maintained the expected behavior for hydrocyclones and in the dispersed phase, for a fractional separation efficiency, it was identified that of 284 injected oil particles, 267 left by overflow and 17 left by underflow. Therefore, it presents an accomplished simulation, a great performance and reference for future work.

Keywords: Hydrocyclone, numerical simulation, CFD

INTRODUÇÃO

No processo de produção de petróleo, um dos contaminantes mais indesejáveis é a água, na qual é extraída junto com o óleo e é produzida em grandes volumes, formando emulsões de difícil separação. Portanto, a presença de água associada ao petróleo, provoca uma série de problemas nas etapas de produção, transporte e refino, tornando-se necessário, então, tratar essa água a fim de recuperar parte do óleo emulsionado e condicioná-la para reinjeção ou para descarte. (FREITAS, 2009)

Desse modo, otimizar os processos de produção de petróleo é de suma importância, pois em um campo de produção de petróleo, cerca de 5 a 15% do volume produzido é água, na qual esse volume não pode ser lançado no ambiente, antes de um tratamento. O preço por metro quadrado de área de convés para equipamentos é muito elevado, em plataformas *offshore*, e a busca por separadores compactos e eficientes tem sido um desafio. Entretanto, os hidrociclones são uma ótima escolha para desempenhar esse papel, devido ao campo centrífugo que promove a separação, diminuindo o tempo de separação e aumentando a eficiência quando comparado com separadores gravitacionais (ALMEIDA *et al.*2009).



Assim sendo, hidrociclones, ilustrado na "Fig.1" são equipamentos de separação estático que utilizam como princípio a força centrífuga e seu funcionamento deve-se à alimentação tangencial na parte cilíndrica do mesmo.

Com isso, forma-se um movimento em espiral descendente, arrastando as partículas maiores e mais pesadas para saída inferior do equipamento, denominada *underflow*. Já as partículas menores e menos densas são arrastadas para o centro do equipamento, onde ocorre um estrangulamento no vórtice e forma-se um movimento em espiral ascendente que saem por um orifício denominado *overflow*. As vazões do *underflow* e *overflow* são obtidas pelo diâmetro dos mesmos e pela pressão em que o equipamento é submetido para operar. Todo hidrociclone opera em conjunto com uma bomba centrífuga que é responsável por manter a pressão de trabalho do mesmo (SVAROVSKY,1984).



Figura 1. Princípio de funcionamento de um hidrociclone. Fonte: Adaptado de (HUSVEG et al. 2007)

A maneira mais objetiva de descrever o desempenho de separação do hidrociclone é pela curva de eficiência de grau ou curva de partição, na qual por meio da análise de partículas recuperadas no *underflow* é possível construir uma curva e analisar a eficiência. Assim, a partir desses dados define-se experimentalmente o diâmetro de corte. O funcionamento ótimo de um hidrociclone depende da constância das condições na alimentação, especialmente da vazão volumétrica do fluxo. (SILVA et al. 2009)

É de suma importância as proporções relativas das dimensões do ciclone sob seu efeito na eficiência de separação e queda de pressão. Todas as medidas que aumentam a resistência ao escoamento melhoram a eficiência de separação e vice-versa. Isso se aplica a todas as proporções do ciclone. Assim, por exemplo, espera-se que um ciclone com saída relativamente pequenas ofereça uma maior recuperação em massa, mas oferecerá uma maior resistência ao escoamento e, portanto, terá menor capacidade (HUSVEG *et al.*2007).

O desempenho de um hidrociclone é, principalmente, influenciado pela geometria do equipamento, diferença de densidades das fases, pelas condições de operação como vazão da entrada, concentração e distribuição de diâmetros da fase dispersa, além da pressão nas saídas. (SOUZA et al.2015).

Desse modo, uma grandeza muito importante é a eficiência do hidrociclone, "Eq. (1)", na qual a eficiência individual de coleta, definida na "Eq. (1)" abaixo, é relativo a probabilidade de partícula de diâmetro (D*) ser coletada no *underflow* (MASSARANI,1986).

$$\eta = \frac{e^{\left(\frac{5D}{D^*}\right) - 1}}{e^{\left(\frac{5D}{D^*}\right) + 146}}$$
(1)

Portanto, se a eficiência de partícula com D = 50 μ m é igual a η = 0,2, significa que as partículas com esse diâmetro têm 20% de probabilidade de ser recolhida no *underflow*.

Por conseguinte, a eficiência global alcançada em um hidrociclone refere-se a toda distribuição granolométrica de partículas, ou seja, está associada a massa total de partículas, como mostra a "Eq.(2)" abaixo. (MASSARANI, 1986).

$$\mathbf{I} = \left[\frac{1.13n}{(0.138+n)} \right] / \left[1.44 - 0.279n + \left(\frac{D'}{D^*} \right) \right] \cdot \left(\frac{D'}{D^*} \right)$$
(2)

D' e *n* são parâmetros obtidos pelo modelo RRB (*Rosin-Rammler-Bennet*). Em vista disso, hidrociclones bem projetados operam com eficiência total de remoção na faixa de 80% a 90% em relação a porcentagem de massa total (SVAROVSKY et al.1984).

A velocidade do escoamento em um hidrociclone pode ser convenientemente resolvida em três componentes: tangencial, axial e radial, como exemplifica a "Fig. (2)" abaixo. O conhecimento das distribuições de velocidade dentro do escoamento é de suma importância para construir um modelo teórico do processo de separação, assim como, para



simular trajetórias de partículas a partir das quais previsões de eficiência teórica poderão ser realizadas (MEDRONHO,2004).



Figura 2. Componentes de velocidade de um hidrociclone. Fonte: Adaptado de (COELHO, 2011)

Portanto, os hidrociclones tem grandes vantagens, pois fornecem baixos tempos de residência e, com isso, rápidos tempos de resposta em relação a sistemas de controle, suportam drásticas condições de operação quanto à pressão e vazão e apresentam grande versatilidade quanto às suas aplicações. (SVAROVSKY et al.1984).

MODELAGEM MATEMÁTICA

As leis físicas de conservação de massa e de quantidade de movimento são as equações básicas que descrevem os fenômenos relacionados com escoamento de fluidos, logo a equação da continuidade é dada pela "Eq. (3)" abaixo (MORANDIM, 1999):

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{v}_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \boldsymbol{v}_y)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \boldsymbol{v}_z)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho)}{\partial t} = 0$$
(3)

Ou na forma de notação vetorial, como mostra a "Eq. (4)":

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \boldsymbol{\nabla} \cdot \rho \boldsymbol{\nu} = 0 \tag{4}$$

Na qual para fluidos incompressíveis, temos que :

$$\nabla \mathbf{v} = 0 \tag{5}$$

A equação da conservação da quantidade de movimento, também conhecida como equação do movimento, é obtida através do somatório das forças que atuam em um elemento de volume do volume de controle, na qual é dada pela "Eq. (6)" abaixo (MORANDIM, 1999):

$$\rho \frac{D\boldsymbol{v}}{Dt} = \boldsymbol{\nabla} \mathbf{P} - \boldsymbol{\nabla} \boldsymbol{\tau} + \rho \boldsymbol{g}$$
(6)

Portanto, para um fluido newtoniano incompressível e com viscosidade constante, simplificando a "Eq. (7)", obtémse a equação de Navier-Stokes (MORANDIM, 1999):

$$\rho \frac{D\boldsymbol{v}}{Dt} = \boldsymbol{\nabla} \mathbf{P} - \mu \boldsymbol{\nabla}^2 \boldsymbol{v} + \rho \boldsymbol{g}$$
(7)

METODOLOGIA

O presente trabalho foi realizado por meio de simulações numéricas computacionais através do *software ANSYS*® (18.1), utilizando-se o programa *Fluent* para estudo fluidodinâmico computacional (CFD). As simulações obtidas foram analisadas quanto ao perfil de velocidade tangencial, radial e axial, assim quanto a análise da distribuição de pressão no interior do hidrociclone, trajetória das linhas de corrente e verificada a eficiência de separação fracionada da parte dispersa (óleo) da água.



Geometria do hidrociclone

Portanto, antes de iniciar o processo de simulação no programa, foi construído a geometria do hidrociclone para separação água-óleo no *software Solidworks*®, na qual foram usadas as devidas dimensões com base no experimento de Marins *et al.*(2010) que utiliza o clássico hidrociclone desenvolvido por K. Nezhati e M. T. Thew, (1987), específico para este tipo de separação.

A Fig. (3) e a Tabela (1) mostram as dimensões da geometria do hidrociclone utilizados nas simulações de escoamento no presente trabalho:

Tabela 1. Dimensões do Hidrociclone.

DIMENSÕES	(mm)
Diâmetro do overflow (D _o)	10
Diâmetro do cilindro (D)	84
Diâmetro do underflow (D _u)	26
Comprimento do tudo da saída do concentrado (l)	65
Comprimento da seção cônica (L2)	130
Comprimento da seção cônica-cilíndrica (L)	750
Comprimento da seção cilíndrica (L1)	50
Largura do duto de alimentação (Di)	7

ÂNGULOS DA PARTE CÔNICA



15°

Primeira parte cônica Segunda parte cônica-cilíndrica



Figura 3. Medidas da geometria do hidrociclone simulado e sua modelagem tridimensional.



Geração e teste de malha

Foi criada a malha pelo programa *ANSYS meshing* (18.1), como mostra a "Fig. (4)", na qual foi realizado um teste de malha com refinamento da mesma para 500000 elementos, outra com 700000 e a última com 900000 elementos. As malhas foram mais refinadas na região das paredes (camada limite) por serem regiões onde ocorrem elevados gradientes de pressão e velocidade e na região central (*vortex core*).



Figura 4. Geração de malha na geometria do hidrociclone.

Os testes foram realizados em escoamento monofásico, apenas água (fase contínua) foi utilizada como fluido. O modelo de turbulência empregado foi o RSM (*Reynolds Stress Model*).

As simulações foram realizadas definindo-se as regiões de contorno do hidrociclone com bases nas condições dadas no experimento de Marins *et al.* (2010), mostrada na "Tab. (2)" abaixo, para a entrada, *overflow* e *underflow*.

A condição de contorno selecionada para a entrada foi velocidade do fluido (*velocity inlet*) e para as saídas foi utilizada a pressão na saída (*pressure outlet*). Ao se utilizar *pressure outlet* como condição de contorno no *FLUENT*, o fluido tem a possibilidade de entrar ou sair do volume de controle de acordo com as condições do escoamento naquela região.

Tabela 2. Condições de contorno para simulação

CONDIÇÕES DE CONTORNO

Pressão de entrada	3.02 bar
Pressão no overflow	1.20 bar
Pressão no underflow	2.05 bar
Tempo de residência	1.5 s
Número de Reynolds	89500
DPR (queda de pressão)	1.87

Simulação bifásica

A simulação bifásica foi realizada utilizando óleo e água e o modelo utilizado foi o lagrangeano com as condições de contorno na "Tab. (3)" abaixo. Nesse modelo foi utilizada a função *Discrete Phase Model* do *software Fluent*. Essa função permite a utilização de distribuições de partículas para o cálculo das trajetórias das partículas, e assim calcular as eficiências.

Tabela 3. Condições de contorno para a simulação bifásica

Velocidade na entrada	3.67 m/s		
Pressão na entrada	3.02 bar		



Fase aquosa	Contínua			
Densidade da água	998.2kg/m³			
Viscosidade da água	0.001003 kg/(m.s)			
Fase oleosa	Dispersa			
Densidade do óleo	960 kg/m³			
Viscosidade do óleo	0.048 kg/(m.s)			
Modelo matemático	Modelo lagrangeano			
Modelo de turbulência	RSM			
Regime	Permanente			
Condição de contorno-overflow	1.2 bar			
Condição de contorno-underflow	2.05 bar			

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos foram quanto ao teste de malha, para escolha da malha mais adequada, com base nos valores de RQP (razão entre queda de pressão) e Rf (razão de fluido). Assim como, foram obtidos os perfis de velocidades e distribuição de pressões pela simulação bifásica (água e óleo), também, os gráficos do comportamento centro-vertical do hidrociclone. Desse modo, e por último, foi possível calcular e analisar a eficiência de separação fracionada.

Com base nisso, foi possível concluir que uma malha de aproximadamente 500 mil elementos era suficiente para estabilizar estes perfis de velocidade. Um teste quanto ao número de iterações mostrou serem necessárias aproximadamente 1000 iterações para malha de 500 mil elementos, 1300 para malha para a de 700 mil elementos e 1500 iterações para malha de 900 mil elementos, para estabilizar a eficiência granulométrica e a razão de fluido, além de garantir o fechamento do balanço de massa.

Portanto, por meio da simulação bifásica realizada, foi possível analisar os perfis de pressões e velocidade no hidrociclone.

Observou-se pelo resultado da simulação, como mostra a "Fig. (5)" que a pressão segue o comportamento esperado para um hidrociclone, como descrito por SVAROVSKY *et al.*(1984), reduzindo progressivamente das paredes em direção ao centro, ou seja, a maior pressão é encontrada na região das paredes (camada limite).O fato da pressão estática aumentar radialmente é determinado pela distribuição da velocidade tangencial no escoamento e constitui a maior contribuição à queda total de pressão (RQP) através de um hidrociclone em operação. Esse gradiente de pressão é o responsável pela separação das fases em um hidrociclone, pois a pressão menor no centro puxa a fase menos densa para essa região que é elevada ao *overflow*.

O "Graf. (1)" mostra a distribuição de pressão ao longo do eixo centro-vertical, na qual percebe-se que próximo à entrada, ocorre a menor pressão no interior do mesmo. Também, devido à queda de pressão no interior do hidrociclone, resulta na separação das fases (óleo e água), na qual a região de menor pressão força a saída do óleo pelo *overflow*.



Gráfico 1. Perfil de pressão ao longo do eixo vertical.



Figura 1. Perfil de pressão do hidrociclone simulado.



∔ ₀ (●)—z

Figura 6. Perfil de velocidade tangencial no hidrociclone simulado.



Desta forma, e como a principal componente de velocidade, o perfil de velocidade tangencial, mostrada na "Fig. (6)", apresenta seus maiores valores próximos à região central. Portanto ela aumenta com o decréscimo do raio, atingindo um valor máximo próximo deste eixo. (MEDRONHO, 2004)

A eficiência de separação é dependente deste campo de velocidade tangencial, pois a componente tangencial é responsável pela geração das forças centrífugas e de cisalhamento atuantes em um hidrociclone. Os perfis de velocidade são dependentes da posição angular no interior do hidrociclone, na qual as maiores intensidades turbilhonares estão situadas nas proximidades da entrada tangencial. (SHEID et al.2011)

O "Gráfico. (2) " mostra o perfil de velocidades tangenciais ao longo do eixo centro-vertical do hidrociclone, na qual aumenta com o decréscimo do raio. O perfil de velocidade tangencial é razoavelmente independentemente da posição vertical. O fluido é introduzido tangencialmente com uma alimentação dotada de energia de pressão, na qual percebe-se picos de velocidade tangencial mais pronunciados na entrada, como mostra o gráfico abaixo:



Gráfico 2. Perfil de velocidade tangencial ao longo do eixo vertical.

A "Fig. (7)" apresenta as linhas de corrente obtidas pela simulação, mostrando os caminhos percorridos pelo fluido no interior do hidrociclone. É possível visualizar o caminho espiralado descendente, próximo à parede e o espiralado ascendente, na região central.



Figura 7. Linhas de corrente do escoamento.

Observa-se, também, por meio da simulação que o caminho percorrido pelo óleo ocorre devido a pressão menor no *vortex core*, na qual as partículas de óleo que são menos densas são empurradas para essa região, e o movimento ascendente faz com que o óleo saia pelo *overflow* (saída superior).

As linhas de corrente para o escoamento, como mostradas na "Fig. (8)" evidenciam o escoamento em espiral por toda a extensão do hidrociclone, na qual o caminho descendente percorrido pela água que corresponde a maior massa total da mistura, saindo pelo *underflow*, indicando que o processo de separação está ocorrendo de maneira correta, condizente com a literatura.



Figura 8. Linhas de corrente dos fluidos.

Portanto, ao final da simulação foi possível analisar o número de partículas que entravam no hidrociclone e o número de partículas que deixavam o hidrociclone pelo *underflow* e *pelo overflow*. Assim, pode-se calcular a eficiência do hidrociclone para o tamanho de partícula inserida.

Desse modo, a "Eq. (8)" mostra a expressão para o cálculo da eficiência individual de coleta que é relativo a probalidade de partícula de diâmetro (D*) ser coletada no *underflow*.

 $\eta = \frac{n_{coletada \ no \ underflow}}{n_{injetadas} - n_{n\acute{u}mero \ de \ partículas \ não \ calculadas}} \tag{8}$

$$\eta = \frac{17}{284 - 0} = 0.06$$

Em vista disso, os resultados mostraram que de 284 partículas de óleo injetadas, 267 saíram pelo *overflow* e 17 saíram pelo *underflow*, na qual nenhuma partícula deixou de ser calculada.

Logo obtemos por meio das simulações que as partículas de óleo de tamanho D= 1 μ m com η =0,06 tem 6% de chance de ser recolhida no *underflow*, juntamente com a água.

Desse modo, 94% das partículas foram direcionadas ao caminho correto, ou seja, ao *overflow*, na qual é o local onde ocorre a recuperação das partículas com menor densidade, no presente caso, o óleo

CONCLUSÃO

Assim, os hidrociclones possuem uma grande importância no setor industrial e são muito utilizados em diversas áreas. Ademais, são equipamentos simples e de tamanho reduzido em relação a outros separadores, apresentando baixo custo de aquisição, manutenção e operação.

Ainda que a simulação numérica não substitua completamente os experimentos, ela reduz os custos experimentais para investigações de variáveis de projeto, além de permitir estudos para melhoria das condições operacionais.

Os resultados obtidos apresentaram boa simetria na geometria analisada, apesar dos perfis de velocidade em um hidrociclone serem bastante complexos, na qual nota-se que a presença de duas entradas garante uma maior estabilidade hidrodinâmica.

Os custos computacionais foram muito significativos e o longo tempo de simulação levou em consideração, substituição de parâmetros importantes, como por exemplo, a troca do modelo de turbulência K-ε pelo RSM (*Reynolds Stress Model*) por ser mais adequado, além da repetição do processo para diferentes malhas.



REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, L. C. de. Simulação numérica da separação água-óleo em hidrociclones para baixas frações de óleo. Projeto de Final de Curso: Escola de Química / UFRJ. Rio de Janeiro, 2009.
- FREITAS, A. G. B. de. Modelagem e simulação do tratamento de água oleosa usando hidrociclone. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Universidade Federal de Sergipe, São Cristóvão, 2009.
- HUSVEG, T., RAMBEAU, O., DRENGSTIG, T. Performance of a deoling hidrocyclone during variable flow rates. Minerals Engineering 20 368-379, Norway, 2007.
- CAVALCANTE, I.R.M. Modelagem e simulação bifásica para estudo de hidrociclones via CFD.Monografia.UNB. DF.2017.
- MARINS, L. P. M., DUARTE, D. G., LOUREIRO, J. B. R., MORAES, C. A. C. LDA and PIV characterization of the flow in hydrocyclone without an air-core. Journal of Petroleum Science and Engineering, Cenpes/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2010.
- MORANDIN, M. L. "Modelagem de um filme líquido sob a ação combinada dos campos centrífugos e gravitacional de forças: hidrociclones. Dissertação de Mestrado.UEC.Campinas.1999.
- SVAROVSKY, L. Hydrocyclones, Holt, Rinehart and Winston, London, 1984.
- SILVA, H.M; MACIEL, G.F. Desenvolvimento e otimização de hidrociclones frente a modificações de variáveis geométricas e de processo. Iniciação científica. MG.2009
- SOUZA, M.T.V; GONÇALVES, S.M; VIEIRA, L.G.M; BARROZO, M.A.S. Desempenho de um hidrociclone otimizado.XI Congresso Brasileiro de engenharia química em iniciação científica. Campinas.SP.2015
- SHEID, C.M; KLEIN, T.S; LOUREIRO, J.B.R; MEDRONHO, R.A: Medidas dos perfis de velocidades axiais em um hidrociclone para separação óleo-água: Comparação entre resultados simulados e experimentais. Revista Científica Vozes dos Vales – UFVJM – MG.Brasil – Nº 07 – Ano IV – 05/2015, Reg.: 120.2.095–2011 – UFVJM – QUALIS/CAPES.LATINDEX – ISSN: 2238-6424.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- (x) Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 Brasília, DF

OTIMIZAÇÃO DA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM COLETOR SOLAR DE PLACA PLANA POR MEIO DE GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS DO TIPO DELTA-WINGLET

Gustavo Estevo Felix*, Felipe Augusto da Silva*, Leandro Oliveira Salviano**

*Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Campus Experimental de Rosana Av. dos Barrageiros, 1.881, Bairro: Centro, Cep: 19.274-000 - Primavera/Rosana, SP **Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Campus de Ilha Solteira Av. Brasil, 56, Bairro: Centro, Cep: 15.385-000, Ilha Solteira/SP leandro.salviano@unesp.br

RESUMO: O aquecimento de água em ambientes domésticos ou industriais é um dos processos que exigem o fornecimento de grande quantidade de energia térmica, seja através da queima de gás, biomassa ou pela utilização direta de eletricidade. Atualmente, estes métodos tradicionais têm sofrido resistência quanto a sua expansão em resposta ao inexorável aumento da demanda. Neste sentindo, a energia solar tem emergido como uma das fontes renováveis mais atrativas para este tipo de aplicação, exigindo, desta forma, o contínuo desenvolvimento tecnológico de coletores solares mais eficientes termicamente que atendam aos requerimentos de aplicação. Desta forma, o objetivo deste trabalho é a simulação numérica e a otimização da intensificação da transferência de calor em um coletor solar de placa plana com sistema ativo e circulação indireta de fluido de trabalho monofásico, por meio de geradores de vórtices longitudinais do tipo *delta winglet*, em baixo número de Reynolds (Re = 600). Os resultados encontrados pelo processo de otimização indicaram que a melhor razão entre a transferência de calor e a perda de carga acontece quando os ângulos de ataque dos geradores de vórtices são alternados e iguais a $\pm 50^{\circ}$. Além disso, a posição longitudinal entre os geradores de vórtices mostrou-se determinante para aumentar a relação entre a transferência de calor e a perda de carga.

Palavras-Chave: Intensificação da transferência de calor, Coletor solar, Gerador de Vórtice

ABSTRACT: Water heating for either domestic or industrial application is a process that requires large amount of thermal energy, supplied by burning gas, biomass or by direct use of electricity. Nowadays, these traditional methods to heat water have suffered resistance in response to inexorable increased demand. In this way, solar energy has emerged as one of the most attractive renewable energy for this type of application, requiring continuous technological development in order to increase the thermal efficiency of solar collectors. Therefore, the main goal of this work is to optimize by numerical simulation the intensification of the heat transfer of a flat plate solar water heater with active system for a single-phase fluid, through longitudinal vortex generators type delta Winglet, at low Reynolds number (Re = 600). The optimal results show that the best ratio between the heat transfer and pressure drop penalty is found when angle of attack of the vortex generator are staggered and equal to ± 50 . Moreover, longitudinal position between the vortex generators is decisive in order to increase the relationship between the heat transfer and loss of load.

Keywords: Enhanced heat transfer, solar water heater, Vortex Generator

INTRODUÇÃO

Suportado pelas favoráveis características climáticas, o Brasil emerge como um potencial *player* no aproveitamento da energia solar para a geração de energia elétrica para o fornecimento de energia térmica. Dados do Atlas Brasileiro de Energia Solar de 2006, mostram que apesar da região sul ter o menor potencial de energia solar no Brasil, com radiação média global de 5,2 kW/m², isto representa uma diferença de aproximadamente de 11,8% em relação ao maior índice na região Nordeste, com radiação média global de 5,9 Kw/m². Assim o país possui um grande potencial de energia solar durante todo ano, destacando-se as região Nordeste e as áreas Sudeste, Sul e Centro – Oeste (Martins et al.,2004).

O aquecimento de água para fins domésticos, em especial para o chuveiro elétrico, é considerado o principal responsável pelo aumento do consumo de energia elétrica (Souza, 2010). Em aplicações residenciais, os coletores solares podem substituir os chuveiros elétricos para o aquecimento de água ou minimizar a sua utilização. Este tipo de demanda pode representar cerca de 25% da energia elétrica consumida em uma residência, onde e percentual poderia ser reduzido em grande parte com o uso de aquecedores (Pereira et al., 2006). Coletores solares são dispositivos que transferem a energia térmica solar incidente para um fluido de trabalho. Entretanto, o aumento da eficiência da transferência de calor nos coletores solares ainda é um desafio (Shukla et al., 2013). Umas das importantes linhas de pesquisa ainda muito ativa concentra-se no aumento da transferência de calor da placa absorvedora para o fluido de



trabalho, através de elementos inseridos dentro dos tubos. Hasanpour et al. (2014) mostraram que as fitas torcidas (*Twisted Tape*) são consideradas as mais efetivas para promover o aumento na transferência de calor. Entretanto, apesar desta técnica produzir um aumento significativo na transferência de calor, a perda de carga associada também é muito alta penalizando e onerando financeiramente todo o sistema (Liu; Sakr, 2013).

Como alternativa, este trabalho propõe analisar numericamente a intensificação da transferência de calor em um coletor solar de placa plana, através da otimização do ângulo de ataque e do posicionamento de geradores de vórtices do tipo *delta -winglet*.

METODOLOGIA COMPUTACIONAL

Equações Governantes e métodos numéricos

A modelagem numérica da transferência de calor e do escoamento de um fluido no interior de um tubo de seção transversal circular considera as hipóteses de escoamento incompressível e tridimensional, regime permanente e laminar, (Mirdrikvand, 2012). Considerando um fluido Newtoniano com propriedades constantes, as equações da Continuidade, *Momentum* e Energia, pode ser definida, respectivamente:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \right) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j u_i - \tau_{ij} \right) = \frac{\partial p}{\partial x_j} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j h_i - k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = -u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$
(3)

Parâmetros Termo Hidráulicos

O regime do escoamento no tubo é caracterizado pelo seu número de *Reynolds* e calculado em função do diâmetro do tubo, Eq. 4. Os parâmetros para o cálculo da transferência de calor e da perda de pressão são expressos através do número de *Nusselt*, *Nu*, e do Fator de Atrito, *f*, respectivamente, pelas Eq. 5 e Eq. 6.

$$R_e = \frac{\rho \mu D}{\mu} \tag{4}$$

$$N_u = \frac{hD}{k} \tag{5}$$

$$f = \frac{2\Delta P D}{\rho u^2 L} \tag{6}$$

Onde ρ é a densidade (Kg/m³), μ é a viscosidade cinemática do fluido (Kg/m.s), D é o diâmetro do tubo (m), u é a velocidade média na seção transversal (m/s), L é o comprimento total do tubo (m), h é o coeficiente da transferência de calor (W/m².K), k é a condutividade térmica do fluido (W/m.K) e ΔP é a perda de pressão (Pa).

A transferência de calor global, média logarítmica da diferença de temperatura e perda de pressão, Eqs. (7-9), são calculadas conhecendo as propriedades na entrada, saída e parede, respectivamente:

$$Q = \dot{m}c_p \Delta T_{in} = \dot{m}c_p (\bar{T}_{in} - \bar{T}_{out}) \tag{7}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_w - \bar{T}_{in}) - (T_w - \bar{T}_{out})}{ln\left(\frac{T_w - \bar{T}_{in}}{T_w - \bar{T}_{out}}\right)}$$
(8)

$$\Delta P = \bar{P}_{in} - \bar{P}_{Out} \tag{9}$$



Onde:

$$\bar{P} = \frac{A}{\iint A}$$
(10)

$$\bar{T} = \frac{\iint uTdA}{\iint u \, dA} \tag{11}$$

Por fim, o coeficiente da transferência de calor convectiva é determinado de acordo com a Eq. (12):

$$h = \frac{Q^{\prime\prime}}{(T_W - T_M)} \tag{12}$$

Onde T_W e T_M respectivamente, são a temperatura média na parede do tubo e a temperatura média avaliado na entrada e saída do domínio computacional.

Domínio Computacional e Condições de Contorno

Considerando a simetria do coletor solar de placa plana, o domínio computacional considera apenas um único tubo, onde o diâmetro do tubo (D) é 9,52 mm e comprimento de 1000 mm. A espessura do tubo foi desconsiderada em função da condição de contorno adotada e pela característica da transferência de calor por condução na parede. Idealizou-se no interior do tubo uma placa de 980 mm de comprimento disposta a 10 mm da entrada e 0,3 (D/2) mm abaixo da linha de centro. Sobre a placa foram dispostos cinco geradores de vórtices iguais, parametrizados em relação a sua distância e ângulo de ataque. A Fig. 1 mostra as principais dimensões do tubo e do gerador de vórtice que tem razão de aspecto 2.



Figura 1. Gerador de Vórtice do tipo delta - winglet no interior do tubo

Na entrada do domínio (*Inlet*) computacional e na saída (*Outlet*) são adotados velocidades e pressão prescrita e sobre a superfície do tubo é definido um fluxo de calor médio constante de 750 W/m^2 . Para o escoamento de água dentro do tubo é adotado a circulação indireta de fluido de trabalho monofásico, em baixo número de *Reynolds* (Re = 600). A Figura 2 apresenta o tubo e a placa projetada com os cinco geradores de vórtices do tipo *delta-winglet*.



Figura 2. Tubo com a placa projetada e os cinco geradores de vórtices parametrizados do tipo delta - winglet.

Independência de Malha e Validação do modelo numérico

A análise de sensibilidade de malha é realizada através da metodologia GCI – Grid Concergence Index, proposto por (Division et al., 2008). Foram analisados três diferentes refinos de malha; grosseira (Grid 1), intermediária (Grid 2) e refinada (Grid 3). A metodologia GCI sugere que é desejável que o fator de refinamento seja superior ou igual a 1,30 entre as diferentes malhas mostradas na Tabela 1. Na Tabela 2, é mostrado que a maior incerteza é 1,52% para o Nusselt. Assim considerando o baixo valor do GCI, a independência de malha é verificada e a malha intermediária (Grid 2) pode ser utilizada para as demais configurações dos geradores de vórtices.

1	Tabela 1. Características das mainas avanadas de acordo com a metodología GCI.						
		Fator de Refinamento					
Grid	Quantidade de elementos	$r = \left(\frac{Grid_n}{Grid_{n+1}}\right)^{\frac{1}{3}}$					
1	398.173	*					
2	877.270	1,30					
3	1.956.064	1,31					

Tabela 2.Grid Con	vergence Index
-------------------	----------------

GCI (%)					
Número de Nusselt	1,52				
Fator de Atrito	0,00144				

A validação do modelo é realizada considerando os dados teóricos para o escoamento laminar em um tubo liso, completamente desenvolvido, onde de acordo com Incropera et al. (2014), o valor de Nusselt sob a condição de fluxo de calor constante sobre a superfície é de 4,36 e o fator de atrito é definido pela Eq. 13:

$$f = \frac{64}{Re} \tag{13}$$

Conforme mostra a Fig. 3, a diferença entre os resultados numéricos e teóricos para o número de Nusselt e o fator de atrito são de 4,3% e 2,8% respectivamente, indicando que a abordagem numérica é representativa e robusta.



Figura 3. Gráfico de validação do Modelo Computacional

Processo de Otimização Direta

A abordagem de Otimização Direta foi adotada, onde o próprio modelo numérico é admitido como a "função objetivo" a ser otimizada. A escolha da função objetivo é governada pela natureza do problema a ser tratado, e neste trabalho é definida como uma relação entre a transferência de calor e a perda de carga associada (PEC), conforme mostra da Eq. 14. Assim, os ângulos de ataque e a posição longitudinal dos geradores de vórtices são submetidos ao método de otimização com o objetivo de maximizar a função PEC.

A procura de soluções ótimas inicia a partir de um conjunto de soluções iniciais que avançam em direção a região ótima. Ótimos locais podem ser rapidamente encontrados, entretanto, um ótimo global pode ser de difícil identificação especialmente para funções de múltiplas variáveis que podem apresentar diversos pontos ótimos. A busca pelo ponto de ótimo global para problemas mais complexos pode ser feita com a utilização dos Métodos do Algoritmo Genético (AG). Deste modo, o método NSGA-II, com controle de elitismo, tem sido empregado para maximizar a função PEC. A Figura 4 mostra o fluxograma aplicado na abordagem da Otimização Direta, onde a solução ótima é encontrada diretamente em uma única etapa através do acoplamento do modelo numérico do coletor solar plano ao método de otimização e a Tab. 3 indica as faixas operacionais correspondentes para a busca da solução ótima.



Figura 4. Fluxograma da abordagem da Otimização Direta.



Geradores	Ângu	los (°)	Posição (mm)		
1	0	50	0	152	
2	50	-50	152	315	
3	50	-50	315	555	
4	50	-50	555	669	
5	50	-50	669	835	

7	Fabela 3.	Faixas o	operacionais	para o	processo	de	Otimização	Direta
		I amab (peracionano	puru o	010000000	40	Oundação	Directa

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A simulação numérica foi realizada no software ANSYS 18.0. Os resultados encontrados através da otimização do modelo numérico, mostrados na Tabela 4, foi comparado com três configurações padrões de ângulos de ataque: $\theta = 30^{\circ}$, $\theta = 45^{\circ}$ e $\theta = 60^{\circ}$. A Figura 5 apresenta a razão de intensificação da transferência de calor em função da inserção dos geradores de vórtices (*Nu*) em relação do tubo liso (*Nu*₀). Como pode ser observado, a intensificação na transferência de calor foi superior as relações padrões encontradas alcançando cerca de 40% no aumento da transferência de calor.

Tabela 4. Melhor configuração para intensificação da transferência de calor.

GV	1	2	3	4	5
Ângulo	50	-50	50	-50	50
Posição (m)	0,170	0,340	0,510	0,680	0,850



Figura 5. Aumento do número de Nusselt em relação ao tubo sem gerador de vórtice.

O processo de intensificação da transferência de calor por meio dos geradores de vórtices também resulta no aumento da perda de carga do sistema, avaliado através do fator de atrito. Contudo, a perda de carga associada é ponderada pelo expoente 1/3, conforme mostrado por Webb & Kim, 2005. A Figura 6 mostra os resultados da razão entre o fator de atrito (*f*) com os geradores de vórtices e o fator de atrito (*f*₀) considerando o tubo liso. Como pode ser observado, o aumento no ângulo de ataque dos geradores de vórtices *delta - winglet* está diretamente ligado ao aumento da perda de carga. Nota-se também que o fator de atrito foi significativamente menor, mesmo com o aumento da transferência de calor alcançado pelos resultados da otimização.





Contudo, como pode ser visto na Fig. 7, a melhor relação entre a transferência de calor e a perda de carga (PEC) é alcançada para os geradores otimizados.



Figura 7. Relação entre a intensificação da transferência de calor e a perda de carga associada

As Figuras 8 e 9 mostram os impactos dos geradores de vórtices no escoamento do fluido ao longo do tubo. As características termo-hidráulicas são avaliadas através do comportamento do número de *Nusselt* e do fator de atrito ao longo do tubo. Conforme ilustrado na Tab.4, considerou-se a melhor posição longitudinal encontrada dos geradores de vórtice *delta-winglet* sobre a placa no interior do tubo.

É evidente o impacto local dos geradores de vórtices, tanto para a transferência de calor quanto para a perda de carga. Os Resultados obtidos para os diferentes arranjos de geradores de vórtices de 30°, 45° e 60° mostram que o aumento do ângulo de ataque dos geradores aumenta a transferência de calor com significativa penalização na queda de pressão do escoamento. Entretanto, para a configuração otimizada os resultados indicam que para ângulos de ataque arranjados alternadamente ($\theta \pm 50$) melhoraram a intensificação global da transferência de calor perante as outras três configurações analisadas, conforme ilustra a Fig. 8 e Fig. 9. Nota-se também que o desenvolvimento da camada limite



no início do tubo resulta na maior transferência de calor, e na maior perda de carga, como consequência dos maiores gradientes de propriedades. Finalmente, o comportamento de *Nusselt* e do fator de atrito pode ser considerado periódico a partir do gerador de vórtice 3, localizado na posição 0,510 *m*, conforme a Tabela 4.





Os aspectos termo hidráulicos são analisados a partir dos campos de velocidade e temperatura em planos transversais, conforme mostrado nas Tab. 5 e Tab. 6, respectivamente. A análise considera o escoamento próximos aos geradores de vórtices 2, 3 e 4, onde o número de *Nusselt* e o fator de atrito tendem a ser periódicos, conforme evidenciado na Fig. 8 e Fig. 9. Para isto, são considerados para análise a melhor configuração encontrada pelo processo de otimização ângulo de ataque ($\theta \pm 50^{\circ}$), a melhor configuração da literatura ângulo de ataque ($\theta = 60^{\circ}$), e o tubo liso que é o referencial para a comparação.



Posição x em (m)	0,255	0,330	0,358	0,425	0,5	0,528	0,595	
Smooth							\bigcirc	Velocidade 0.15 0.14 0.13 0.12 0.12 0.11
Delta 60°								0.10 0.09 0.08 0.07 0.07 0.06 0.05 0.04
Otimização								0.03 0.02 0.02 0.01 0.00 [m s^-1]

Tabela 5. Velocidade nos planos transversais.

Tabela 6. Temperatura nos planos transversais.

Posição x em (m)	0,255	0,330	0,358	0,425	0,5	0,528	0,595	
Smooth								Temperatura 302.65 302.50 302.26 302.21 302.06 301.91 301.77 301.62 301.47 301.33 301.81 301.33 301.81 301.03 300.84 300.74 300.29 300.44 300.29 300.45
Delta 60°								
Otimização								

A Tabela 5 mostra que para o tubo liso (*Smooth*) o comportamento do escoamento do fluido é parabólico, com maior aceleração no centro da sessão transversal. Para o tubo com geradores de vórtices, identifica-se uma maior aceleração do fluido próxima a parede do tubo. A aceleração do fluido é mais evidente conforme aumenta o ângulo de ataque. A distorção do escoamento é provocada pela geração de um escoamento secundário longitudinal em função da inserção dos geradores de vórtices. O vórtice longitudinal gerado aumenta a mistura entre as correntes frias e quentes, conforme é mostrado na Tab. 6, além de reduzir a espessura da camada limite térmica e dinâmica. Conforme pode ser visto nos resultados mostrados nas Tabelas 5 e 6, o impacto a jusante dos geradores $\pm 50^{\circ}$ altera a direção do escoamento, promovendo melhor mistura das correntes frias e quentes. conforme é indicado pelas posições de 0,358 *m* e 0,528 *m*. Além disso, os vórtices longitudinais são persistentes na direção do escoamento, ou seja, a posição longitudinal entre os geradores de vórtices é determinante para indicar uma boa relação entre a transferência de calor e a perda de carga. Finalmente, a proposta de deslocar a placa no eixo -y, permitiu aumentar o fluxo mássico sobre os geradores de vórtices, evidenciado pelos campos de velocidade nos planos transversais.

CONCLUSÃO

Neste trabalho, analisou-se a otimização dos geradores de vórtices longitudinais do tipo *delta-winglet* para o aumento da intensificação da transferência de calor em um coletor solar de placa plana, comercialmente aplicado em residências assistidas por ações governamentais. O desempenho da transferência de calor e da perda de carga foram analisados numericamente por meio da modelagem computacional realizada no *software* ANSYS 18.0. Os parâmetros geométricos associados à intensificação da transferência de calor e da perda de carga foram investigados em função das características espaciais (posição) e geométrica (ângulo de ataque). As características termo-hidráulicas correspondentes aos resultados encontrados pelos geradores foram avaliadas, afim de encontrar uma configuração ótima.Os resultados permitem concluir que:


- Os geradores de vórtices do tipo *delta-winglet* é uma técnica passiva muito efetiva para intensificar a transferência de calor em coletores solares que operam em baixo número de Reynolds.
- Os resultados do processo de otimização, demonstraram que a intensificação da transferência de calor é predominantemente superior para geradores de vórtices alternados ±50°.
- A periodicidade termo-hidráulica do escoamento ao longo do tubo é alcançada a partir do gerador de vórtice 3.
- O vórtice longitudinal gerado é persistente na direção do escoamento, onde as posições dos geradores é um parâmetro importante para alcançar uma excelente relação de intensificação da transferência de calor.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pela bolsa de iniciação científica (Processos: 2017/02618-2 e 2016-14620-9). À Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – Campus Experimental de Rosana/SP, por fornecer o apoio institucional para o desenvolvimento de pesquisa científica.

REFERÊNCIAS

Division, F. E. et al. Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. Journal of Fluids Engineering, v. 130, n. 7, p. 78001, 2008.

Hasanpour, A.; Farhadi, M.; Sedighi, K. A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 55, p. 53–62, 2014. Incropera, F. P. et al. Fundamentos de Transferencia de Calor e de Massa. 7. ed.

- Liu, S.; Sakr, M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 19, p. 64–81, 2013.
- Martins, F. R.; Pereira, E. B.; Echer, M. P. D. S. Levantamento dos recursos de energia solar no Brasil com o emprego de satélite geoestacionário: o Projeto Swera. Revista Brasileira de Ensino de Física, v. 26, n. 2, p. 145–159, 2004.

Mirdrikvand, M. et al. Velocity Boundary Layer Analysis of a Flat Plate Heat Exchanger in Laminar Flow: A Case Study.Engineering, Technology And Applied Science Research: Vol. 2, No. 6, 2012, 310-314. p. 310-314., 2012.

Pereira, B., Fernando, M., Samuel, A., Ricardo, R., 2006. Brazilian Atlas of Solar Energy.

R. L. Webb and N.-H. Kim, Principles of enhanced heat transfer. Taylor & Francis, 2005.

Shukla, R. et al. Recent advances in the solar water heating systems: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 19, p. 173–190, 2013.

Souza, K. T. Aquecimento de água através do uso de coletores planos. p. 51-57, 2010.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

PROJETO DE GERAÇÃO DE FRIO NA INDÚSTRIA DE BENS DE CONSUMO

Nome do(s) autor(es): Matheus Teixeira de Oliveira, Rafael Sacsa Díaz

Instituição: Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – (CEFET/NI)-RJ Endereço Completo da Instituição:Estrada de Adrianópolis, 1317 - Santa Rita - Nova Iguaçu/RJ. CEP:26041-271 E-mail para correspondência: matheusatdeoliveira@gmail.com, rafaelsadiaz@yahoo.com.br

RESUMO: Dentro da indústria de bens de consumo, o processo de fabricação dos produtos como shampoo, condicionador, paste de dente, detergente, etc. consistem em diversas etapas de misturas e processos químicos. O problema é que, por envolverem fórmulas com diversas matérias-primas e complexos modos de preparo, a fabricação destes produtos se torna demorada e dispendiosa, sendo necessário produzir em larga escala para compensar financeiramente o investimento. Uma carreira na procura de estudos referidos à realização de misturas com maior rapidez ou executando processos em paralelo para minimizar o consumo energético é observada, buscando a fabricação com a mesma qualidade no menor tempo possível. Assim, estudos na área de climatização e refrigeração são incentivados a buscarem novas alternativas de fontes energéticas para encontrar soluções que causem menos impacto ambiental, consumindo menos energia. Neste trabalho um estudo de projeto de engenharia de uma câmara frigorífica para armazenamento de uma pré-mistura na indústria de bens de consumo foi desenvolvido, dentro do processo de fabricação de estocagem e com um sistema otimizado com relação à eficiência energética e impactos ambientais, visando reduzir o tempo de produção de lotes dessa pré-mistura.

Palavras-Chave: Termociências, Refrigeração e Climatização, Bens de Consumo

ABSTRACT: Within the consumer goods industry, the manufacturing process of products like shampoo, conditioner, toothpaste, detergent, etc. consist of several stages of mixtures and chemical processes. The problem is that, because they involve formulas with diverse raw materials and complex ways of preparation, the manufacture of these products becomes time consuming and expensive, being necessary to produce in large scale to compensate financially the investment. A career in the search for studies related to making blends faster or running parallel processes to minimize energy consumption is observed, seeking to manufacture with the same quality in the shortest possible time. Thus, studies in the area of air conditioning and refrigeration are encouraged to seek new alternatives of energy sources to find solutions that cause less environmental impact, consuming less energy. In this work an engineering design study of a refrigeration chamber for storage of a premix in the consumer goods industry was developed, within the process of manufacturing a cosmetic brand, maintaining the original characteristics of the product, even after long periods and with an optimized system with regard to energy efficiency and environmental impacts, aiming to reduce the time of batch production of this premix.

Keywords: Thermociences, Refrigeration and Air Conditioning, Consumer Goods

INTRODUÇÃO

Desde a Revolução Industrial, que começou na Inglaterra do Século XVIII, indústrias e cidades vêm crescendo consideravelmente, sem o comércio internacional, a revolução industrial não teria sido possível e a partir da globalização, em meados do século XX, a população mais do que triplicou, e empresas se espalharam ao redor do mundo, montando fábricas e diversificando sua produção entre inúmeros países. Seguindo essa tendência, o consumo energético cresceu na mesma proporção para atender as demandas populacionais e empresariais, porém, por maior que sejam o avanço tecnológico, as fontes de energia mais utilizadas, principalmente a fóssil, não acompanham esse crescimento e começaram a ser menores que a demanda nos últimos anos, sendo possível prever a escassez dessas fontes energéticas (Dias, 2006), conseqüentemente, aumentando o custo energético.

Neste contexto, os sistemas de refrigeração e climatização tornam-se indispensáveis para garantir conforto em ambientes compartilhados ou, até mesmo, condições de processo em indústrias de diversos setores. Entretanto, esses sistemas consomem uma elevada carga energética, e a partir desse consumo, a literatura está voltada cada vez mais na estimativa da eficiência energética desses equipamentos, como dizem Stoecker e Jones et al. (1985) a consciência do problema energético mudou os conceitos dos projetos em refrigeração e ar condicionado, nesse sentido as preocupações sobre o consumo energético devem ser permanentes.



Por outro lado, o projeto de engenharia de uma câmara frigorífica para armazenamento de uma pré-mistura de produtos utilizados na indústria de bens de consumo torna-se de grande importância. Assim, a geração de frio para estocagem de pré-misturas dentro do processo de fabricação de uma marca de cosmético exige manter as características originais do produto mesmo após longos períodos de estocagem. Nesse contexto estudos que envolvem sistemas otimizados de refrigeração com relação à eficiência energética e impactos ambientais são desenvolvidos com a finalidade de reduzir o tempo de produção de lotes dessa pré-mistura. Fluidos refrigerantes causaram também impactos no meio-ambiente, atenuando o efeito estufa e agredindo a camada de ozônio, gases como cloro-flúor-carbono, hidro-cloro-flúor-carbono e hidro-flúor-carbono foram os primeiros gases utilizados amplamente nesse setor.

METODOLOGIA

Inicialmente, foi realizado o cálculo de cargas térmicas para ambos os casos, climatização e refrigeração, para estabelecer os parâmetros de funcionamento necessários para os dois sistemas.

Em seguida, foi feita uma análise a partir dos dados obtidos no dimensionamento térmico, com o sistema Chiller instalado na fábrica de bens de consumo, para realizar estudos de alternativas que reduzam o consumo térmico, diminuindo os custos de manutenção e melhorando a imagem ambiental da empresa no mercado.

O sistema de climatização Chiller consiste no resfriamento da água, tornando-a disponível para resfriar o ar. Ao ser utilizado em conjunto com equipamentos de ar-condicionado, o Chiller possibilita a climatização dos ambientes. Através de um sistema de refrigeração, o sistema retira calor da água, baixando sua temperatura, através de seu refrigerante, que é aquecido e vaporizado no trocador de calor e esfriado antes de ser enviado de volta. Ao comprimir o refrigerante, o sistema precisa ser resfriado por outro dispositivo, o evaporador, que retira o calor criado pela compressão do refrigerante (Tecnogera, 2014).

Já relacionado à câmara frigorífica, foi realizado um estudo sobre os sistemas de refrigeração disponíveis no mercado para geração de frio, visando sua seleção avaliando o custo/benefício para sua instalação.

Para aperfeiçoar os estudos, foi desenvolvido um modelo matemático para Refrigeração e, foi implementada uma ferramenta computacional para realizar simulações utilizando diversos materiais envolvidos na indústria de bens de consumo.

Equações governantes

O reservatório a ser resfriado consiste de um tanque de 1 m³, que recebe uma mistura de matéria-prima, posteriormente é armazenada em outro tanque de dimensiones semelhantes onde será feita a fabricação da pasta de dente. A Figura 1 mostra a vista isométrica do tanque com as seguintes dimensões d = 1,06 m e h = 1,7 m:



Figura 1- Vista Isométrica do tanque

Para questões de dimensionamento, o tanque será considerado como cilíndrico. Além disso, as tubulações de entrada e saída serão desconsideradas.

A câmara frigorífica terá as seguintes dimensões largura 2 m, comprimento 3 m e altura 2.5 m. O skid do tanque, por questões de simplificações foi considerado como um cilindro, no interior das paredes da câmara frigorífica, como mostrado na Figura 2.



Figura 2 - Esboço da câmara frigorífica

Carga térmica

Calor transmitido através das paredes

Primeiro, será calculada a carga térmica devido à diferença entre a temperatura entre o interior da câmara e o ambiente externo.

$$Q_{1=86,4.A.U.(T_e-T_i+\Delta T_ins)[kJ/24h]}$$
 (1)

onde,

Q1 = Calor transmitido através das paredes, piso ou teto, em kJ/24h;

A = Area da superfície externa da parede, piso ou teto, em m2;

U = Coeficiente global de transmissão de calor, em W/m2K;

Te = Temperatura externa da câmara frigorífica, em °C;

Ti = Temperatura interna da câmara frigorífica, em °C;

 Δ Tins = Acréscimo de temperatura devido à insolação, em °C.

Nesse caso, a câmara frigorífica será construída considerando os seguintes materiais:

Parede interna: concreto sem reboco de 10 cm, Parede externa: concreto sem reboco de 5 cm; Forro: Celotex (Material isolante, não ressonante, fabricado com serragem ou bagaço de cana de açúcar, fortemente prensado ou comprimido em forma de placas utilizando resinas na colagem de 1,5 cm; Entrepisos: Madeira de 2,5 cm e Celotex de 1,5 cm; Abertura: porta dupla de madeira com vidros (espaço> 2cm).

Como a câmara está localizada dentro da fábrica, o material do seu teto será o mesmo da parede, além disso, temos definidos os seguintes valores para temperatura: T_e=20 °C, T_i= -1 °C e Δ T_ins=0 °C (Não existe insolação). Portanto, utilizando esses materiais como base e utilizando os dados tabelados, substituindo na equação:

$$Q_1 = (T_e - T_i + \Delta T_ins) 86, 4.([[2.A]]_p 1.U_p 1 + [[2.A]]_p 2.U_p 2 + A_ch.U_c h + A_ch.U_t + A_ab.U_ab)$$
(2)

onde,

Ap1 = Area da parede longitudinal, em m²

Up1 = Coeficiente global de transmissão de calor da parede longitudinal, em W/m2K;

Ap2 = Area da parede latitudinal, em m²

Up2 = Coeficiente global de transmissão de calor da parede latitudinal, em W/m2K;

 $Ach = Area do piso/teto, em m^2$

Uch = Coeficiente global de transmissão de calor do piso, em W/m2K;

Ut = Coeficiente global de transmissão de calor do teto, em W/m2K;

 $Aab = Area da abertura, em m^2$

Uab = Coeficiente global de transmissão de calor do material da abertura, em W/m2K;

Calor devido à infiltração

Para calcular o calor perdido devido à infiltração, utiliza-se a seguinte equação:

 $Q_2=V_{i.n.}(h_e - h_i)$ (3)

onde,

Q2 = Calor devido à infiltração, em kJ/24h;Vi = Volume interno da câmara frigorífica, em m3; n = Número de trocas de ar por 24 horas;



he = Entalpia do ar externo, em kJ/m3;

hi = Entalpia do ar interno da câmara frigorífica, em kJ/m3.

Calor devido ao produto e embalagem

O produto a ser refrigerado é uma mistura de carbonato com sílica e alguns aromatizantes em estado líquido, que por ser uma mistura volátil, não condensa na temperatura estipulada para a câmara, logo:

 $Q_3r=m_a.R$ (4)

onde,

Q3r = Calor devido à respiração do produto, em kJ/24h;

ma = Massa de produto armazenado, em kg;

R = Calor de respiração do produto, em kJ/kg.24h

Devido à falta de informações fornecidas pela empresa sobre essa mistura, para efeitos de cálculo, o Calor de respiração será arredondado para o Calor específico do carbonato de cálcio (elemento predominante), então se pode aproximar: $R = 0.2 \text{ Cal/(g^{\circ}C)} = 0.2.4,19.1000.1/1000 = 0.838 \text{ kJ/kg}$

Obs: A equação foi multiplicada por 1°C para adequar suas dimensões.

Também é preciso calcular a carga térmica para o tanque, que por analogia, será equivalente a embalagem e calculado a partir:

 $Q_3e=m_e.c_e.(T_p-T_i)$ (5)

onde,

Q3e = Calor devido à embalagem, kJ/24h; me = Massa diária de embalagem, kg/24h; ce = Calor específico da embalagem, kJ/kgK; Tp = Temperatura inicial da embalagem, em °C; Ti = Temperatura interna da câmara frigorífica, em °C.

Calor cedido por pessoas

Podemos calcular através da seguinte expressão:

 $Q_4=n.q.n_p$ (6)

onde,

Q4 = Calor emitido pelas pessoas, em kJ/24h;

n = Número de pessoas que circulam na câmara frigorífica;

q = Calor gerado por pessoa, em kJ/h;

np = Número médio de horas que cada pessoa permanece na câmara, em h/24h.

Calor cedido pela iluminação

O mesmo princípio aplicado ao calor cedido por pessoas, aplica-se ao calor cedido por iluminação, com apenas uma lâmpada, com potência de 18 W, funcionando uma hora por dia, substituindo os valores na equação a seguir:

$$Q_5 = P.n_{i.3,6}$$
 (7)

onde, Q5 = Calor emitido pela iluminação, kJ/24h P = Potência das lâmpadas, W ni = Número de horas de funcionamento da iluminação, h/24h

Calor cedido pelos motores

Por se tratar de uma câmara pequena, não será preciso utilizar empilhadeiras para movimentação, entretanto, o tanque possui uma bomba que bombeia a mistura para seu local de fabricação, que, junto com o motor do evaporador, trabalham dentro da câmara frigorífica, então a equação utilizada será:

$$Q_6 = (P.n_m.3,6)/\eta$$
 (8)

onde,



Q6 = Calor emitido pelos motores, em kJ/24h; P = Potência dos motores, em W; Nm = Número de horas de funcionamento do motor, em h/24h; η = Rendimento aproximado do motor.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O cálculo do calor transmitido através das paredes considera o cálculo da carga térmica devido à diferença entre a temperatura entre o interior da câmara e o ambiente externo forneceu um calor de $Q_1 = 672.616,2 \text{ kJ/}24h$.

Na análise do calor perdido devido à infiltração, como o volume interno da câmara é de 15 m³, o número de trocas de ar necessário será de 20 trocas por dia, e admitindo os valores das entalpias através da tabela de Entalpia do ar Úmido, calcula-se a carga térmica de Q_2 =14.697,0 kJ/24h.

O cálculo térmico devido ao produto e embalagem considera a quantidade da mistura enviada ao tanque que é controlada, que por ser pouco densa pesa aproximadamente 220 kg de massa, logo o calor calculado foi de Q_3r=184,4 kJ/24h. A massa do tanque foi de 140 kg, valor obtido a partir do desenho no SolidWorks, a temperatura inicial é considerada foi de 20 °C que corresponde à temperatura ambiente e o calor específico do aço inox é 0,36 Cal/g°C, ou 1,51 kJ/Kg°C, onde obtemos o calor de Q_3e=4.439,4 kJ/24h. Finalmente, somando-se estes dois últimos calores obtemos Q_3=4.623,8 kJ/24h.

Como o abastecimento e descarga dessa câmara serão automáticos, para o cálculo do calor cedido por pessoas, será considerado o valor mínimo de uma pessoa circulando por uma hora, para ocasiões onde seja necessária a manutenção de algum componente, totalizando Q_4=976,9 kJ/24h.

O cálculo da carga térmica do calor cedido pela iluminação forneceu um calor de Q_5=129,6 kJ/24h.

Desta forma, considerando que a fábrica funciona 24 horas por dia, assim como o tempo em que a câmara está sendo refrigerada, portanto, ambos os motores funcionam cerca de 20 horas por dia, sendo a potência do motor da bomba é de 25W e do evaporador também é de 25W, com rendimento aproximado de 0,60, calcula-se então Q_6=6.000,0 kJ/24h.

Finalmente considerando que o equipamento de refrigeração deve funcionar por cerca de 20 horas por dia, a carga térmica total é calculada a partir da soma de todos os calores cedidos, dividido pelo tempo médio de funcionamento do evaporador, finalmente obtém-se a carga térmica total de Q_t=9,71 kW que corresponde a Q_t=2,76 TR.

Foi desenvolvida a ferramenta computacional para cálculo da carga térmica de câmaras frigoríficas considerando o equacionamento do item anterior e os resultados apresentados. As Figuras (3) e (4) a seguir mostram as simulações realizadas.

	Dados de entra	da para Dimer	nsionamento da Câmara Fi	igorífica	Calcular
Dados estrutura	is da Câmara Frigo	rífica	Cond	ições do ambiente	
Dimensões Und		Temp	Temperatura		
Altura da câmara	3	m	Temperatura externa	25	<i>⁰C</i>
Largura da câmara	2	m	Temperatura interna	-15	<i>⁰C</i>
Comprimento da câmara	4	m	Cor da superfície	Câmara interna	
N	lateriais		Orientação	0	
Parede interna	Concretos/rebocos	10cm	Umidad	le Relativa	Und
Parede externa	Simples de chapa li	sa de cimento-a	Ambiente externo	60	%
Forro	Celotex 1,5cm		Ambiente interno	70	%
Entrepisos	Concreto rebocado	10cm			
Cobertura	Cobertura Madeira 2,5cm e Telha de barro		Condiçõ	es de funcionamento	
Abertura	Clarabóia dupla		Pe	Und	
			Quantas pessoas vão		
Dados	do produto		circular pela câmara?	2	Ea
Material conservado	Carne de vao	a cong.	Tempo médio de		
Existe congelamento?	Sim		permanência por dia	4	h
Quantidade conservada	100	Kg	Equip	amento	Und
Temperatura em que o			Nº de lâmpadas	2	Ea
material entra na	-1	<i>⁰C</i>	Potência das lâmpadas	50	W
Tipo da embalagem	Papelâ	io	Tempo de lâmpadas		
Peso da embalagem	15	Kg	acesas por dia	4	h
	· · ·			1	Ea
			Potência dos coolers	60	W/

Figura 3- Janela para entrada de dados



Parâmetros da Câmara						
Produto refrigerado Came de vaca cong.						
Volume Interno da Câmara	24	m³				
Tempo máximo de convervação	180/270	dias				
Tempo de funcionamento do evaporador	16	h				

Carga Térmica para a Câmara Frigorífica

Calores que influenciam no sistema				
Transmitido através das paredes	2.106.397,4	kJ/24h		
Devido à infiltração	30.294,0	kJ/24h		
Devido ao produto e embalagem	26.287,3	kJ/24h		
Cedido por pessoas	10.467,0	kJ/24h		
Cedido pela iluminação	1.440,0	kJ/24h		
Pelos motores	166.701,2	kJ/24h		

Carga Térmica necessária				
Carga Térmica em kW	40,65	kW		
Carga Térmica em TR	11,56	TR		

Figura 4- Janela listagem da carga térmica

CONCLUSÃO

No presente trabalho são apresentadas ferramentas específicas para realizar cálculos térmicos para dimensionamento de câmaras de geração de frio considerando uma região específica dentro de uma empresa de bens e consumo. Foi levantada as condições de funcionamento do sistema de Chiller e propor o desenvolvimento de estudos para utilização de termoacumulação como alternativa para otimizar o consumo energético conforme a carga térmica.

O projeto viabiliza o estudo do cálculo de carga térmica num ambiente frigorífico a partir das condições de operação e estocagem na câmara frigorífica de uma pré-mistura, dentro do processo de fabricação de uma marca de cosmético, mantendo as características originais do produto, mesmo após longos períodos de armazenamento. Assim com um sistema otimizado com relação à eficiência energética e impactos ambientais, com a finalidade de reduzir o tempo de produção de lotes dessa pré-mistura realizar a seleção do isolamento térmico e dimensionar suas características construtivas. As características construtivas podem ser consideradas como as dimensões da câmara qual sistema de refrigeração e ciclo térmico será utilizado, fluído refrigerante empregado e, por fim, buscando a maior eficiência energética, definir a utilização de softwares e sensores para automatizar o sistema e reduzir o consumo de energia.

Por fim, ao final do projeto foi desenvolvido um programa capaz de calcular a carga térmica para retirar o calor necessário de uma câmara frigorífica a partir de padrões definidos pelo usuário facilitando a escolha de diversos produtos específicos utilizados na indústria de bens de consumo.

REFERÊNCIAS

- DIAS, Jorge Guimarães. Escassez Mundial de Fontes Energéticas: Implicações para o poder Naval. 2006. 70 f. Monografia (Graduação)-Escola de Guerra Naval, Rio de Janeiro, 2006.
- REUTERS. Crise do setor elétrico provocará alta na tarifa de energia até 2020. Estadão, 2015. Disponível em: https://economia.estadao.com.br/noticias/negocios,crise-do-setor-eletrico-provocara-alta-na-tarifa-de-energia-ate-2020,1632983>. Acesso em: 02 abr. 2018.

Stoecker, Wilbert F, Jones, Jerold W. Refrigeração e Ar condicionado, Mc Graw – 2ª Edição.

- Cui, X., Mohan, B., et al. Investigation on a combined air treatment process for air-conditioning system. 9th International Conference on Applied Energy, ICAE2017, 21-24 August 2017, Cardiff, UK
- Seng, Tay Cher, Soe, Thazin, et al. Getting Nature to help in energy efficiency of the air conditioning system. World Engineers Summit Applied Energy Symposium & Forum 2017; 230-236.
- Bellos, Evangelos, Tzivanidis, Christos, et al. Optimum design of a solar ejector refrigeration system for various operating scenarios. Energy Conversion and Management 154 (2017); 11–24.
- Krajačić G, Duić N, Vujanović M, Kılkış Ş, Rosen MA, Al-Nimr MA, et al. Sustainable development of energy, water and environment systems for future energy technologies and concepts. Energy Convers Manage 2016;125:1–14.



Loni R, Kasaeian AB, Mahian O, Sahin AZ, et al. Thermodynamic analysis of an organic rankine cycle using a tubular solar cavity receiver. Energy Convers Manage 2016;127:494–503.

Bellos E, Mathioulakis E, Tzivanidis C, Belessiotis V, Antonopoulos KA, et al. Experimental and numerical investigation of a linear Fresnel solar collector with flat plate receiver. Energy Convers Manage 2016;130:44–59.

Miller, Rex, Miller, Mark R. Ar-Condiconado e Refrigeração, LTC - 2ª Edição.

- PIMENTA, João. 6 Benefícios de controlar o chão de fábrica com um sistema de gestão de PCP. Nomus, 2017. Disponível em: https://www.nomus.com.br/blog-industrial/6-beneficios-de-controlar-o-chao-de-fabrica-com-um-sistema-de-gestao-de-pcp/. Acesso em: 08 mai. 2018.
- Van Wylen, Gordon J, Borgnakke, Claus, Sonntag, Richard Edwin. Fundamentos da Termodinâmica, Blutcher 8ª Edição.

Incropera, Frank P, deWitt, David P. Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa, LTC – 5ª Edição.

O que é um sistema de refrigeração Chiller? Tecnogera, 2014. Disponível em: http://www.tecnogera.com/blog/o-que-e-um-sistema-de-refrigeração-chiller> Acesso em: 07 jun. 2018.

Macintyre, Joseph A. Equipamentos Industriais e de Processo, LTC – 1ª Edição.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores Matheus Teixeira de Oliveira e Rafael Sacsa Díaz são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X)Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - 27 a 31 de agosto de 2018 - Brasília, DF

PROJETO EXPERIMENTAL PARA A PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DE FONTES OCEÂNICAS

Wallace Soeiro Ferreira Reginaldo Nunes da Silva Fernando Lima de Oliveira

Universidade Estadual do Maranhão – Departamento de Engenharia Mecânica e Produção Cidade Universitária Paulo VI, s/n - Tirirical, São Luís - MA, 65055-000 wallacesoeiro@gmail.com

RESUMO: A demanda por energia elétrica vem crescendo devido ao crescimento populacional e tecnológico, o que tem levado o setor energético a estudar meios para produzir energia elétrica partindo de fontes renováveis as quais não proporcionam desequilíbrio ambiental. Mares e oceanos são fontes de energia inesgotáveis, suficientes para suprir a necessidade de todos os continentes. Diferentes países vêm investindo em pesquisas para desenvolver modelos de conversão de energia das águas oceânicas, podendo ser extraídas pelas ondas, correntes, marés, gradiente de temperatura ou gradiente salino. Nesse trabalho fez-se o aprimoramento de uma pequena bancada experimental de um modelo de conversão de energia cinética e potencial contidas respectivamente, nas correntes marítimas e ondas, de maneira integrada, com o intuito de fazer com que a produção de energia elétrica a partir das águas dos oceanos e mares seja maximizada. Os resultados mostraram que houve melhoria no desempenho do conjunto quando comparados com estudos anteriores.

Palavras-Chave: Energia elétrica, Ondas oceânicas, Correntes marítimas

ABSTRACT: The demand for electric energy has been growing due to population and technological growth, which has led the energy sector to study means to produce electricity from renewable sources which do not provide an environmental imbalance. Seas and oceans are inexhaustible sources of energy, sufficient to supply the needs of all continents. Different countries have been investing in research to develop energy conversion models for oceanic waters, which can be extracted by waves, currents, tides, temperature gradients or salt gradients. In this work, a small experimental bench of a kinetic and potential energy conversion model contained, respectively, in the sea currents and waves, in an integrated way, with the intention of making the production of electric energy from the oceans and seas is maximized. The results showed that there was improvement in the performance of the set when compared with previous studies.

Keywords: Electric Energy, Ocean waves, Ocean currents

INTRODUÇÃO

A grande demanda por energia é atribuída devido ao crescimento populacional ao redor do mundo e ao grande avanço tecnológico. No Brasil, por exemplo, a população próxima ao mar cresceu 33% entre 1991 e 2012 (Tribuna Hoje, 2015). As fontes limpas de energia são as principais alternativas para que haja desenvolvimento sustentável Dentro das fontes limpas, os oceanos albergam um potencial energético enorme, que contribui significativamente para as necessidades a um nível global (Sarmento e Cruz, 2004), energia essa proveniente das ondas e das correntes marítimas. No Brasil, toda extensão litorânea apresenta condições favoráveis para extração de energia das ondas. As correntes velozes são observadas na foz do rio Amazonas e na baía de São Marcos em São Luís (MA) com grande potencial energético.

Vários países da maioria dos continentes desenvolvem pesquisas aplicadas à produção de energia elétrica partindo das ondas e correntes oceânicas, entre estes estão o Reino Unido, Noruega, Suécia, Dinamarca e Portugal, na Europa, os Estados unidos da América do Norte e a China, índia e o Japão na Ásia (Sarmento e Cruz, 2004).

Com o intuito de encontrar novos meios de extrair energia limpa e renovável dos oceanos e provando a eficácia experimentalmente, este trabalho teve por objetivo projetar e confeccionar uma bancada experimental capaz de simular o fenômeno de ondas e correntes de forma integrada para a produção de energia elétrica; definir os parâmetros para a construção; e realizar um estudo para otimizar a extração de energia das ondas e correntes diretamente com os geradores.

METODOLOGIA

Materiais e métodos

Inicialmente deu-se ênfase ao estudo que cerca a produção de energia elétrica a partir de fontes oceânicas: fenômenos que causam as ondas e correntes; conhecimento dos protótipos já existentes; e, por fim, a definição de um



protótipo conversor de energia com características propícias para sua utilização no litoral maranhense. Posteriormente, uma modelagem em 3D do protótipo foi redesenhada no software SolidWorks®, que no decorrer da pesquisa vinha sofrendo mudanças constantes para a adequação de melhores resultados. O protótipo é mostrado na Fig. (1), o qual conta com algumas mudanças específicas no tamanho, na geometria da boia, na espessura da vedação, melhorias nos geradores das turbinas e da boia, a viga de sustentação menor, etc.



Figura 1. Protótipo conversor de energia desenhado em CAD com seus principais components (Arquivo Pessoal)

Confeccção da extração de energia das ondas

Para extrair a energia potencial das ondas utiliza-se primeiramente uma boia para acompanhar a amplitude das ondas, um gerador utilizando tubo de seringa, fio cobre e ímãs, e um eixo acoplando a boia aos ímãs feito de tubo de caneta esferográfica. Os mesmos serão firmados sobre uma pilastra de cano PVC.

O gerador funciona da seguinte forma: o ímã ao passar pela bobina feita com o fio de cobre esmaltado dadas as 600 voltas em torno da seringa, faz os elétrons livres se movimentarem, surgindo assim uma diferença de potencial. As medições serão feitas com a ajuda de um multímetro.

A boia tem uma área de 125 mm² com adição de filetes de 15 mm nos cantos e com um furo inferior que acompanha o curso da boia. A Figura 2 mostra os principais componentes para a extração da energia potencial. Rolos de pintura serão utilizados para gerar as ondas.



Figura 2. Principais componentes para extração de energia potencial (Arquivo pessoal)



Confeccção da extração de energia das correntes

Para extrair a energia cinética das ondas, utiliza-se de um mecanismo incluindo turbinas verticais que rotacionam e transmitem a rotação através de um eixo para uma polia, a qual transmite através de uma correia para um motor de impressora funcionando como gerador. A medida em que há rotação do eixo do motor, surge uma diferença de potencial. As medições serão feitas com a ajuda de um multímetro.

As turbinas de três pás foram confeccionadas com ajuda de uma impressora 3D, assim como as polias. O perfil hidrodinâmico utilizado foi o NACA 4412 a fim de um melhor escoamento das massas de água através das pás. Foram impressos três tipos de turbinas com diferença entre os ângulos das pás. Será analisado o desempenho de cada uma delas experimentalmente para a escolha da turbina que obtiver os melhores resultados. A Figura 3 mostra os principais componentes para a extração de energia cinética das correntes.



Figura 3. Principais componentes para a extração de energia cinética das correntes (Arquivo pessoal)

A Tabela 1 mostra cada item que foi utilizado na construção do protótipo e o material de que o mesmo é fabricado.

ITEM	MATERIAL
Viga de sustentação	Cano PVC
Suporte transversal	Chapa de nylon 6 mm
Turbinas e polias	Plásticos (ABS e PLA)
Boia	Isopor (Poliestireno)
Gerador da turbina	Motor de impressora
Gerador da boia	Fio de cobre esmaltado e ímãs de neodímio
Caixa e tampa da vedação	Acrílico transparente
Eixos	Tubo de caneta e de fibra de carbono
Correia	Correia de impressora
Causador das correntes	Bomba submersa para fonte (1000 L/h)
Causador das ondas	Rolo de pintura
Tanque de testes	Caixa d'água 1000 L
Fixação dos componentes	Supercola, cola quente e epóxi



RESULTADOS E DISCUSSÃO

O protótipo foi desenhado e construído para avaliar de maneira experimental melhorias na eficiência dos geradores, como também em sua parte construtiva, visando que será base para um modelo em escala maior para funcionamento nos oceanos e mares. A Figura 4 mostra o protótipo construído a partir do projeto em CAD e pronto para os testes finais. Os fios serão plugados no multímetro para a medição da energia obtida pelos geradores



Figura 4. Protótipo conversor de energia pronto para os testes finais (Arquivo pessoal)

A boia ia acompanhando o movimento de sobe e desce das ondas, fazendo com que os ímãs passassem entre a bobina gerando uma diferença de potencial de 0,24 V com uma amplitude de onda máxima de 35 mm.

A Tabela 2 mostra os resultados obtidos para uma velocidade de corrente de 1,5 m/s aproximadamente para ângulos de pás que variaram de 8 a 14,5°. Nota-se que o rendimento varia diretamente com o ângulo de inclinação da pá, ângulos muito maiores dificultam a extração de energia.

ÂNGULO DE PÁ	TENSÃO GERADA
8°	1,20 V
13°	1,25 V
14,5°	1,05 V

Tabela 2. Diferença de potencial gerada nas duas turbinas em função do ângulo de pá

A boia utilizada foi de tamanho bem menor do que já utilizado anteriormente por (SILVA, 2016) e foi capaz de gerar uma diferença de potencial semelhante, o que favorece sua escolha. Além desta caraterística, o gerador e ímãs utilizados foram de menores dimensões, mas mantendo sua eficiência na geração de energia, optando por esse tipo de extração de energia.

Pelos resultados gerados das turbinas (Tabela 2), nota-se que o ângulo das pás influencia diretamente no rendimento. Nota-se que pás com inclinações maiores, dificulta-se o ataque direto da água na turbina fazendo com que não extraia energia em grande eficiência. Opta-se na escolha da turbina com o melhor rendimento para o protótipo.

CONCLUSÃO

Este projeto mostra-se viável quanto ao ponto de vista sustentável, pois são mais eficientes quando comparados a outras fontes de energia extraída de maneira sustentável. Quanto aos mecanismos de geração, deu-se ênfase ao seu aperfeiçoamento, fazendo estudos experimentais diversificados para a escolha da melhor configuração possível. Em comparação ao protótipo construído anteriormente, houve uma melhoria significativa quanto à eficiência na extração de energia e diminuição nas dimensões do protótipo, garantindo melhor aproveitamento do espaço possibilitando o aumento de geradores no oceano. Estudos já estão em andamento para viabilizar melhoria continua e projeto de um modelo em escala real.



AGRADECIMENTOS

Agradeço grandemente a Reginaldo Nunes da Silva, o grande idealizador desse projeto e grande amigo meu. Agradeço também ao Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira, meu orientador, que me deu um apoio imenso para que fosse concluída essa pesquisa. Agradeço também a minha família que em tudo me apoiou para que essa pesquisa se concretizasse.

REFERÊNCIAS

- Revista TribunaHoje. **Número de habitantes que vivem em regiões litorâneas aumenta 33%** em 2015. Disponível em:

 < http://www.tribunahoje.com/noticia/145715/cidades/2015/06/20/numero-de-habitantes-que-vivem-em-regies-

 litoraneas-aumenta-33.html >. Acesso em 14 dez. 2016.
- CRUZ, J. M. B. SARMENTO, A. N. A. Energia das ondas introdução aos aspectos tecnológicos, econômicos e ambientais. Editora do Instituto do Ambiente, 1ª Ed. Lisboa Portugal, 2004.
- SILVA, Reginaldo Nunes da. **Estudo Experimental de Geração de Energia através de Ondas e Correntes Marítimas.** Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Estadual do Maranhão, São Luís, 2016.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores Wallace Soeiro Ferreira, Reginaldo Nunes da Silva e Fernando Lima de Oliveira são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (x) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- (x) Otimização e Análise
- (x) Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

PROPOSTAS PARA A MELHORIA NO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO UTILIZANDO RODA D'ÁGUA

Lucas Eduardo Patrzyk¹ Christian Lemes Amolaro² João Leonardo Daleffe Nespolo³ Luiz Eduardo Melo Lima⁴ Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Câmpus Ponta Grossa Avenida Monteiro Lobato, km 4, Jardim Carvalho, Ponta Grossa, Paraná, 84016-210 ¹lepatrzyk@gmail.com, ²camolaro@gmail.com, ³joaodaleffe@gmail.com, ⁴lelima@utfpr.edu.br

RESUMO: Para o suprimento de água de uma propriedade rural, a melhoria no desempenho de um sistema de bombeamento utilizando roda d'água é de grande importância. Principalmente, em épocas de colheita e períodos de entressafras, nos quais a propriedade rural apresenta uma grande demanda hídrica. A água bombeada é utilizada em pulverizações, bem como na lavagem e manutenção dos maquinários. No presente trabalho, o sistema de bombeamento analisado está instalado em uma propriedade rural (fazenda Santa Isabel), localizada no munícipio de Campo Mourão – PR, cuja função é o bombeio de água proveniente de uma nascente para um conjunto de reservatórios sobre um desnível de terreno de aproximadamente quarenta metros de altura. Diversos fatores são levados em consideração nesta análise: a manutenção e a limpeza do sistema, o envelhecimento da tubulação ao decorrer dos anos, a qualidade interna da tubulação, o sistema de captação de água, as forças atuantes sobre o sistema, os períodos de chuva, a deposição de sedimentos sobre o sistema como um todo, dentre outros. Estes parâmetros são extremamente relevantes para um bom desempenho do sistema. Portanto, são propostas neste trabalho algumas modificações no sistema de bombeamento analisado com a finalidade de se obter um melhor desempenho do sistema como um todo.

Palavras-Chave: Bombeamento, Roda d'água, Desempenho

ABSTRACT: For the water supply of a rural property, the performance improvement of a pumping system using water wheel is of great importance. Mainly, at times of harvest and off-season periods, in which the rural property presents a great water demand. Pumped water is used for spraying as well as for washing and maintaining machinery. In the present work, the pumping system analyzed is installed in a rural property (Santa Isabel farm), located in the county of Campo Mourão – PR, whose function is to pump water from a source to a reservoir set on a slope of approximately forty meters high. Several factors are taken into account in this analysis: the maintenance and cleaning of the system, the pipe aging over the years, the pipe internal quality, the water catchment system, the forces acting on the system, the periods of rainfall, the sediments deposition on the system as a whole, among others. These parameters are extremely relevant for good system performance. Therefore, some modifications in the analyzed pumping system are proposed in this work in order to obtain a better performance of the system as a whole.

Keywords: Pumping, Water wheel, Performance

INTRODUÇÃO

No meio rural, existem inúmeras formas de realizar o bombeamento de água de uma via hídrica para um reservatório. A alternativa mais econômica, normalmente encontrada para estas aplicações, refere-se à utilização de uma roda d'água. Neste contexto, o termo "mais econômico" deve-se ao fato de que o bombeamento não necessita de energia elétrica para ser realizado. Este tipo de recurso possui alguns requisitos, como a necessidade de um desnível para sua instalação, já que o acionamento do sistema acontece unicamente devido à queda d'água, ou seja, uma associação de energia cinética atrelada à energia potencial gravitacional (MacIntyre, 1997). Em contrapartida, também possui algumas limitações, sendo elas a profundidade e a distância de sucção, bem como a altura e a distância de bombeamento. Dentre os modelos disponíveis no mercado, as mais comumente utilizadas têm uma capacidade de bombeamento para uma distância de até 12 km, considerando um desnível de até 300 m. Contudo, estes dados podem variar de acordo com o modelo e com o fabricante da bomba.

As rodas d'água, também conhecidas como rodas hidráulicas, foram desenvolvidas por volta de 200 a.C. (Linsingen, 2001). As rodas d'água inferiores foram as primeiras a serem utilizadas, devido ao aproveitamento direto da correnteza dos cursos de água (na forma de energia cinética), apresentando uma eficiência de no máximo 30%. Porém, a partir do século XIX, as rodas d'água com jato superior foram desenvolvidas, apresentando uma eficiência variando



entre 70% a 90%. Esta eficiência mais alta, em comparação às rodas d'água inferiores, se deve ao aproveitamento também da energia potencial gravitacional. É importante destacar que foi na Revolução Industrial (1750-1850) que ocorreram várias mudanças, principalmente na agricultura, manufatura, transporte e tecnologia. Desse modo, foi possível a substituição das rodas d'água pelas turbinas hidráulicas atuais.

Segundo Macintyre (1997), as rodas hidráulicas são máquinas motrizes rudimentares, de rendimento variado. Pode-se também considerar as rodas d'água como um tipo de hidro turbina, pois extraem energia útil da água que escoa num sistema de dutos, na qual esta energia útil é transformada em energia cinética de rotação. Esta energia é representada por meio de um torque no eixo rotativo da hidro turbina, que pode acionar um gerador elétrico ou uma bomba hidráulica. A Fig. 1 apresenta uma representação esquemática uma roda d'água com jato superior e a forma como ocorre o acumulo de água nas caçapas para o movimento da roda. O sistema é acionado por uma queda d'água (nível 2) direcionada para a parte superior da roda d'água (nível 3), fazendo com que as caçapas (ou cubas) sejam preenchidas pela corrente de água (nível 1), aumentando consequentemente seu peso. Por diferença de energia potencial, a caçapa preenchida tende a descer, gerando o movimento rotativo através do torque em seu eixo. À medida que a caçapa desce, despeja-se a água e diminui-se o peso (nível 4). Em contrapartida, a caçapa que passa pela corrente d'água a na parte de cima fica mais pesada, gerando um ciclo funcional infinito, pelo menos enquanto existir água circulando pelo sistema. Com o movimento da roda, o pistão é posteriormente acionado, sendo responsável por succionar e bombear o fluído. A variação da quantidade de água bombeada, relacionada com a velocidade angular da roda d'água, gera uma relação diretamente proporcional.



Figura 1. Representação esquemática de uma roda d'água com jato superior e a forma como ocorre o acumulo de água nas caçapas necessárias ao movimento da roda Fonte: ZM Bombas (2015a)

De acordo com o manual de instruções do fabricante da bomba d'água analisada no presente trabalho, a tubulação de alimentação de água deve estar aproximadamente 10 cm acima da roda (nível 1) e o posicionamento do tubo no centro da roda (nível 2), com inclinação de aproximadamente de 3% a 5% do comprimento (nível 3). A distância da roda até a base de alvenaria deve estar aproximadamente 10 cm (nível 4) (ZM Bombas, 2015a).

O presente estudo tem por finalidade a realização de uma análise, bem como a proposição de possíveis alterações no sistema de bombeamento para o abastecimento de água de uma propriedade rural, aumentando seu desempenho e, consequentemente, diminuindo as perdas sobre o mesmo. A propriedade analisada possui como principal atividade, o plantio em larga escala de grãos alimentícios como soja, milho, trigo e aveia.

METODOLOGIA

A metodologia apresentada no presente trabalho está dividida em duas partes: a primeira referente à descrição da propriedade rural, bem como do sistema de bombeamento empregado nesta propriedade rural, e a segunda referente à definição das propostas de melhoria no desempenho do sistema de bombeamento analisado.

Descrição da propriedade rural e do sistema de bombeamento

A sede da propriedade rural analisada, contendo a disposição do sistema de bombeamento de água e os reservatórios de abastecimento de água, é apresentada na Fig. 2. Este sistema de bombeamento empregado é primordial para as operações agrícolas realizadas na propriedade rural sobre uma área total de 500 hectares. Nos períodos de entressafra, no qual há uma grande necessidade hídrica ocasionada devido às pulverizações realizadas nos produtos em fase de desenvolvimento, o sistema de abastecimento deve fornecer um volume de aproximadamente 15.000 litros de água diários. No entanto, em períodos de safra, ou seja, colheita seguida de plantio direto, o sistema trabalha fornecendo uma capacidade volumétrica diária de 10.000 litros de água. A utilização da água na propriedade rural se destina principalmente a pulverização das culturas agrícolas desenvolvidas e as manutenções e lavagens de maquinários, bem como no combate a possíveis incêndios.





Figura 2. Vista aérea da sede da propriedade rural apresentando a disposição do sistema de bombeamento e fotografia do conjunto de reservatórios de abastecimento de água utilizado Fonte: Adaptado de Google Maps (2017) (esquerda) e autoria própria (direita)

A capacidade total de armazenamento de água na propriedade rural está distribuída em três reservatórios distintos: 1 reservatório principal (tanque elevado) com capacidade de 5.000 litros (Fig. 3a); 1 reservatório secundário (tanque sobre o solo) com capacidade de 15.000 litros (Fig. 3b); 1 reservatório extra (reboque) com capacidade de 5.000 litros (Fig. 3c). O reservatório extra (reboque) do sistema de abastecimento tem por objetivo dar um suporte ao transporte de água em locais distantes dos reservatórios principal e secundário.



Figura 3. Ilustrações dos reservatórios utilizados para o abastecimento de água na propriedade rural: a) primário (tanque elevado); b) secundário (tanque sobre o solo); c) extra (reboque) Fonte: a) Engeprac Máquinas (2015), b) Leroy Merlin (2017) e c) Triton Fertilance (2014)

A maior parte da incidência de atividades na propriedade rural se estende por um raio de aproximadamente 2 km, que abrange uma área total de aproximadamente 300 hectares, conforme apresentado na Fig. 4.



Figura 4. Vista aérea apresentando o raio de incidência de atividades na propriedade rural Fonte: Adaptado de Google Maps (2017)



Para que seja possível o funcionamento do sistema hídrico e de abastecimento dos reservatórios de água na propriedade rural, são estimados cerca de 290 metros de tubulação de PVC, sendo esta tubulação constituída de mangueiras com diâmetro nominal de 1 polegada (2,54 cm). Este comprimento total de tubulação é estimado a partir de cálculos realizados através de escalas comparativas baseadas nos dados do Google Maps. De acordo com Fox et al. (2014), a resistência ao escoamento em uma tubulação, aumenta em virtude de diversos fatores, dentre os principais, está o próprio envelhecimento da tubulação, que resulta num aumento da rugosidade, bem como uma redução do diâmetro efetivo do escoamento, aumentando a perda de carga distribuída sobre o sistema. Como a tubulação existente na propriedade possui cerca de 10 anos de utilização, para tubos de diâmetros pequenos (entre 4 polegadas e 10 polegadas), o fator de correção multiplicativo recomendado a ser aplicado ao fator de atrito é de 2,2. É possível observar a ocorrência deste tipo de situação, por exemplo, na superfície da roda d'água, que se encontra bastante afetada por impregnação de minerais, limos, barro, apresentando, consequentemente, muita corrosão, conforme apresentado na Fig. 5a. A roda d'água instalada na propriedade rural corresponde ao modelo ZM 44 MAXXI da fabricante ZM Bombas, uma das mais tradicionais fabricantes de rodas d'água no Brasil. Na Fig. 5b, é apresentada uma fotografia do respectivo modelo, bem como algumas informações técnicas de acordo com os submodelos (ZM Bombas, 2015b).



EFICIÊNCIA EM BOMBEAR ÁGUA SEM CUSTO PELA	
FORÇA DA NATUREZA.	
A MAIS LEVE DO MERCADO.	
	-

CURSO	20 RPM	30 RPM	40 RPM	50 RPM	ALTURA
EXTRA	5.200	7.840	10.400	13.000	130M.C.A
NORMAL	4.300	6.400	8.600	10.800	150M.C.A
A	3.400	5.100	6.900	8.600	170M.C.A
в	2.600	3.900	5.200	6.400	190M.C.A

Figura 5. Roda d'água: a) impregnação de minerais, limos e barro e b) modelo utilizado com informações técnicas Fonte: Autoria própria e ZM Bombas (2015b)

A roda d'água movimenta-se com uma velocidade de rotação de aproximadamente 18 rpm, preenchendo apenas 2/5 do diâmetro efetivo da tubulação adutora (4 polegadas ou 10,16 cm), responsável por transportar a água do córrego até a roda d'água. A água da tubulação adutora incide sobre a roda, aproximadamente em seu centro, conforme recomendado pelo fabricante. De acordo com a curva característica da bomba, disponível em seu catálogo, a bomba necessita de uma potência de trabalho de 24 W, propulsionando o fluido de trabalho a uma altura manométrica de 40 metros de coluna d'água, com aproximadamente 23 rpm de velocidade. Considerando que a bomba instalada na propriedade rural está com uma velocidade de rotação de 18 rpm, em seu regime de vazão máxima de 12.000 litros/dia (0,5 m³/h), verifica-se que a mesma se encontra abaixo do rendimento máximo esperado segundo o fabricante. De acordo com os parâmetros definidos no catálogo do fabricante, tem-se uma queda de pressão aproximada de 0,6 metros de coluna d'água para tubulações de 1 polegada de diâmetro com vazões aproximadas de 0,5 m³/h. Na Fig. 6, é apresentada uma representação esquemática do sistema de bombeamento de água da propriedade rural.



Figura 6. Representação esquemática do sistema de bombeamento de água da propriedade rural Fonte: Autoria própria



O córrego utilizado para produção de movimento na roda d'água possui uma largura efetiva de 1 m e 0,4 m de profundidade, conforme apresentado na Fig. 7. O sistema de sucção da tubulação adutora encontra-se perpendicular ao córrego e rente à sua margem, acarretando diversos problemas como acúmulo de sujeiras, perda de carga por falta de direcionamento do fluxo e entupimentos frequentes do mesmo, além de apresentar a geração de um vórtice. A barreira de retenção existente tem por finalidade principal restringir o escoamento natural do córrego, permitindo um aumento da vazão disponível para movimentação da roda d'água.



Figura 7. Fotografia do córrego utilizado para produção de movimento na roda d'água Fonte: Autoria própria

Propostas de melhoria no desempenho do sistema de bombeamento

A metodologia empregada no presente trabalho é de caráter qualitativo, seguido de algumas análises quantitativas de acordo com necessidades comparativas, com o objetivo de evidenciar a melhoria do desempenho do sistema em virtude das alterações propostas. Primeiramente, foi realizada uma análise geral da propriedade rural, bem como de suas necessidades, para deixar evidentes os principais aspectos e seus respectivos problemas, para permitir a formulação de propostas de melhorias. As propostas de melhoria aplicadas no presente estudo estão embasadas a partir da literatura da área (Souza, 1991; MacIntyre, 1997; Alé, 2011; Souza, 2011; Fox et al., 2014; Kellner et al., 2015), bem como dos catálogos e manuais do fabricante da roda d'água e da bomba (ZM Bombas, 2015a, 2015b). Estas propostas de melhoria no desempenho do sistema estão divididas em duas partes: a primeira aplicada antes da bomba, relacionada ao sistema para a propulsão da roda d'água, e a segunda aplicada após a bomba, relacionada à tubulação de condução da água para alimentação do sistema de abastecimento, em função de suas respectivas perdas de carga.

Em relação à primeira parte, foi constatado o aproveitamento não satisfatório do fluxo de água do córrego para a tubulação adutora de alimentação utilizada no movimento da roda d'água. A proposta aqui sugerida neste trabalho consiste de melhorar o direcionamento da água do córrego para a tubulação adutora, aumentando-se a vazão volumétrica para o acionamento da roda d'água, gerando consequentemente uma maior potência disponível ao sistema de bombeamento. Portando, é realizada uma análise da influência da colocação de uma placa para o redirecionamento de fluxo do córrego para a tubulação adutora, considerando dois ângulos de inclinação diferentes para esta placa de redirecionamento com relação à direção do fluxo do córrego.

Para a primeira parte, a vazão volumétrica, Q, do sistema adutor utilizado para a movimentação da roda d'água, foi determinada experimentalmente. Para isso, foi utilizado um balde de volume total, ∇ , de 20 litros e um cronômetro digital, através da determinação do tempo, t, necessário para o enchimento completo do recipiente, a partir da Eq. (1). A partir do valor médio de três medições realizadas, foi determinada a vazão volumétrica da tubulação adutora. A velocidade média, V, do escoamento na tubulação adutora foi determinada com base na área de seção transversal, A, dessa tubulação adutora em função da vazão volumétrica, Q, medida experimentalmente, a partir da Eq. (2).

$$Q = \frac{\mho}{t} \tag{1}$$
$$V = \frac{Q}{A} \tag{2}$$



Para verificação da proposta de colocação de uma placa de redirecionamento de fluxo no córrego, foi desenvolvido um modelo experimental, conforme Fig. 8, em escala reduzida para realização de testes necessários a validação da eficiência desta proposta. O modelo experimental foi construído com uma razão de escala de 1:10 entre o diâmetro do tubo e a largura do córrego, que foi dimensionado com 300 mm de largura e 80 mm de profundidade. Portanto, a tubulação de captação deste modelo experimental apresenta 30 mm de diâmetro.



Figura 8. Fotografia do modelo experimental, em escala reduzida, do córrego para alimentação da adutora Fonte: Autoria própria

A placa de redirecionamento de fluxo foi então instalada no modelo experimental em escala reduzida, de forma que ficou alinhada ao centro do modelo. Este alinhamento ao centro do modelo, bem como sua disposição afastada das bordas, é justificado para evitar o acúmulo de sujeiras e material carreado com a água na entrada da tubulação adutora e permitir também que a água acumulada na barreira de contenção, possa reentrar no sistema. Na sequência, foi avaliada a influência do ângulo de inclinação da placa de redirecionamento de fluxo para o valor final de vazão disponibilizada para movimentar a roda d'água. Deste modo, foram consideradas três configurações distintas: livre (Fig. 9a), 45° (Fig. 9b) e 90° (Fig. 9c). As fotografias foram tiradas utilizando o aplicativo de celular ON Protractor versão 5.0.



Figura 9. Configurações da placa de redirecionamento de fluxo no modelo experimental: a) livre; b) 45°; c) 90° Fonte: Autoria própria

Deste modo, foi possível extrair os dados dos experimentos realizados no modelo em escala reduzida para as três configurações consideradas, realizando uma projeção para o experimento em escala real (em campo), a partir da relação de proporcionalidade existente entre ambos.

Em relação à segunda parte, foi observado que o envelhecimento e o acúmulo de material na tubulação de alimentação do sistema de abastecimento produzem um aumento significativo na perda de carga distribuída no referido sistema. Portanto, a proposta sugerida para esta segunda parte consiste de uma análise teórica para verificação da influência da renovação da tubulação na perda de carga do sistema de abastecimento.

A perda de carga total é considerada como a soma das perdas distribuídas (causadas pelos efeitos de atrito no escoamento) com as perdas localizadas (causadas por acessórios como entradas, saídas, válvulas, variações de área, entre outros). A perda de carga total pode ser entendida como um parâmetro responsável por representar a conversão de energia mecânica em energia térmica através de efeitos resultantes do atrito no escoamento. As perdas distribuídas e localizadas são definidas em unidades de comprimento de coluna d'água pelas Eqs. (3) e (4), respectivamente.

$$H_{LD} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$
(3)

$$H_{LK} = f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} \equiv K \frac{V^2}{2g}$$

$$\tag{4}$$

Sendo *f* o fator de atrito, *L* o comprimento da tubulação, *D* o diâmetro da tubulação, *V* a velocidade média, *g* a aceleração da gravidade, L_e o comprimento equivalente do acessório e *K* o coeficiente de perda do acessório. O fator de atrito, *f*, é um parâmetro adimensional que depende do número de Reynolds do escoamento, Re, e da rugosidade absoluta da tubulação, ε , podendo ser definido de forma geral pela Eq. (5):

$$f = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}} & \text{se regime laminar} \\ \left\{ -1,8\log\left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7}\right)^{1,11} + \frac{6,9}{\text{Re}}\right] \right\}^{-2} & \text{se regime turbulento} \end{cases}$$
(5)

Sendo que a primeira forma corresponde à lei de Hagen–Poiseuille, para regime laminar, e a segunda forma corresponde à equação explícita de Haaland (1983), para escoamento rugoso turbulento. Entretanto, segundo Kellner et al. (2015), para as condições de escoamento observadas em redes de distribuição de água, com $30.000 \le \text{Re} \le 750.000$ e constituídas de tubos em PVC (marrom), a rugosidade relativa não exerce uma influência significativamente nos valores do fator de atrito. Finalmente, o número de Reynolds é definido pela Eq. (6):

$$\operatorname{Re} = \frac{VD\rho}{\mu} \equiv \frac{VD}{\nu} \tag{6}$$

Sendo ρ a massa específica, μ a viscosidade dinâmica e v a viscosidade cinemática, do fluido de trabalho. Considerando que a temperatura média em Campo Mourão – PR, nos períodos de alta demanda hídrica na propriedade rural, é de 30 °C, deste modo, tem-se para a água que a massa específica é de 996 kg/m³, a viscosidade dinâmica é de 8,0 × 10⁻⁴ kg/(m.s) e a viscosidade cinemática é de 8,0 × 10⁻⁷ m²/s (Fox et al, 2014).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A análise de resultados apresentada nesta seção está dividida em duas partes: a primeira referente à proposta de colocação de uma placa de redirecionamento de fluxo no córrego para a tubulação adutora, que produz o movimento da roda d'água; a segunda referente às comparações teóricas entre a perda de carga no sistema atual (com dez anos de utilização) e um sistema no qual todas as tubulações são novas.

Resultados para a placa de redirecionamento de fluxo

Na Tabela 1, são apresentados os resultados das três medições realizadas para determinação do valor da vazão volumétrica da tubulação adutora para produção de movimento na roda d'água, utilizando o balde de 20 litros e o cronometro digital, para medir o respectivo tempo de enchimento do balde, conforme Eq. (1).

 Tabela 1. Determinação da vazão volumétrica e da velocidade média na tubulação adutora para produção de movimento na roda d'água

Medição	<i>t</i> / [s]	Q / [L/s]	$Q / [m^3/s]$	<i>V</i> / [m/s]		
1	7,94	2,52	0,00252	0,31		
2	8,03	2,49	0,00249	0,31		
3	8,11	2,47	0,00247	0,30		
Média	8,03	2,49	0,00249	0,31		
Fonte: Autoria própria						

Na Tabela 1, é possível observar que a vazão volumétrica média obtida na tubulação adutora sem a placa de

redirecionamento de fluxo no córrego é de 2,49 L/s (0,00249 m³/s), bem como a respectiva velocidade média de 0,31 m/s, conforme Eq. (2), para uma tubulação adutora de 5 metros de comprimento, com diâmetro de 4 polegadas (10,16



cm). Existem diversos parâmetros que podem influenciar no resultado obtido para a vazão volumétrica do sistema, como por exemplo, a falta de aparatos de medição mais precisos, impurezas na linha e chuvas antecedentes ao dia em que foi realizada às medições.

Para a verificação da influência da presença da placa de redirecionamento de fluxo no córrego para a tubulação adutora é utilizado o modelo experimental em escala reduzida, conforme Fig. 10. Os resultados obtidos para as medições de vazão volumétrica realizadas utilizando o modelo experimental, bem como as medições realizadas em campo (na tubulação adutora para produção de movimento na roda d'água), considerando as três configurações da placa de redirecionamento de fluxo (livre, 45° e 90°), são apresentados na Tab. 2.



Figura 10. Modelo experimental em funcionamento para determinação da vazão volumétrica Fonte: Autoria própria

Tabela 2. Determinação da vazão volumétrica em função da configuração da placa de redirecionamento de fluxo

Configuração		Campo		
	<i>t</i> / [s]	Ծ/[L]	Q / [L/s]	Q / [L/s]
Livre	1,57	0,40	0,25	2,49
45°	0,99	0,30	0,30	2,96
90°	0,66	0,25	0,38	3,70
Fonte: Autoria	própria			

É possível observar na Tab. 2 que a colocação da placa de redirecionamento de fluxo, com uma inclinação de 90° em relação à direção do fluxo do córrego, corresponde à configuração analisada que proporciona o maior aumento de vazão volumétrica tanto no modelo experimental quanto no caso real em campo.

Resultados para a perda de carga no sistema

Os resultados obtidos para a perdas distribuídas do sistema de bombeamento analisado são apresentados na Tab. 3. Estes resultados são apresentados para duas situações distintas: sistema atual (dez anos de utilização) e sistema novo (através da substituição das tubulações do sistema atual), bem como para a tubulação adutora utilizada para produção de movimento na roda d'água do sistema de bombeamento.

Tabela 3. Determinação das perdas distribuídas da tubulação adutora e do sistema de bombeamento

Situação	Tubulação adutora			Sistema de bombeamento		
	Re	f	H_{LD} / [m]	Re	f	H_{LD} / [m]
Atual	38849	0,0220	0,011	8668	0,0322	3,10
Novo	-	-	0,005	-	-	1,41
Fonte: Autoria própria						

Na Tabela 3, os cálculos do número de Reynolds, Re, do fator de atrito, f, e das perdas distribuídas, H_{LD} , estão baseados numa tubulação de 5 metros de comprimento e 10,16 cm de diâmetro, para a tubulação adutora, e numa tubulação de 290 m de comprimento e 2,54 cm de diâmetro, para o sistema de bombeamento. É possível observar uma redução significativa das perdas distribuídas através da remoção do valor do fator de correção multiplicativo para levar em consideração o envelhecimento da tubulação do sistema na situação atual, tanto para a tubulação adutora quanto para o sistema de bombeamento.



CONCLUSÕES

No presente trabalho, foi realizada uma análise do desempenho de um sistema de bombeamento utilizando uma roda d'água, necessário a um sistema de abastecimento de água de uma propriedade rural. Foram propostas duas melhorias no sistema: uma no sistema da tubulação adutora, utilizada para a movimentação da roda d'água; outra no sistema de bombeamento propriamente dito, utilizado para o abastecimento de água.

Com base nos resultados experimentais obtidos nesta análise para a parte do sistema referente à tubulação adutora, é possível observar que a instalação de uma placa para redirecionamento de fluxo, inclinada a 90° em relação à direção do fluxo no córrego, proporciona ao sistema uma melhoria significativa na vazão volumétrica da tubulação adutora, responsável pela movimentação da roda d'água. Deste modo, é esperado um aumento proporcional na vazão volumétrica da tubulação do sistema de abastecimento, em virtude do aumento da potência gerada pela roda d'água, como consequência do aumento da vazão volumétrica na tubulação adutora. Este aumento na capacidade de bombeamento do sistema resulta numa redução do tempo necessário para o enchimento dos reservatórios utilizados para abastecimento de água da propriedade rural.

Em relação à determinação das perdas de cargas da tubulação adutora e do sistema de bombeamento, observa-se uma redução significativa das perdas distribuídas em virtude da remoção do fator de correção multiplicativo que leva em consideração o envelhecimento da tubulação. A substituição da tubulação atual (envelhecida) por uma tubulação nova reduz o efeito resultante da rugosidade desenvolvida pela deposição de material no tubo e, consequentemente, produz um aumento do diâmetro efetivo do escoamento, que resulta numa redução da perda carga total produzida pelo sistema de bombeamento utilizado.

Do ponto de vista técnico-econômico, a instalação da placa de redirecionamento de fluxo no córrego apresenta um menor custo em comparação à substituição de toda a tubulação da água do sistema de bombeamento, além disto, a substituição de toda a tubulação deve necessitar de um grande intervalo de tempo no qual o sistema como um todo deve fica fora de funcionamento. Portanto, a colocação da placa de redirecionamento de fluxo no córrego é a proposta cuja execução pode ser realizada de forma imediata na propriedade rural.

É possível constatar também que uma correta limpeza da roda d'água, retirando as incrustações e depósitos de oxidações e de sedimentos sobre as pás, poderia provocar uma diminuição significativa da rugosidade das superfícies, proporcionando uma melhoria no balanceamento da mesma. O acúmulo de sujeiras causa o desbalanceamento, provocando vibrações e movimentos inconstantes, além de proporcionar um aumento de massa da roda, fazendo com que se torne mais difícil iniciar o movimento partindo-se do referencial estático. O aumento excessivo de massa da roda, e consequentemente de suas pás, acarreta um aumento da demanda de vazão volumétrica de água, que é responsável pelo movimento da roda d'água.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Universidade Tecnológica Federal do Paraná pelo apoio recebido para a participação no presente evento.

REFERÊNCIAS

- Alé, J.A.V., 2011, "Sistemas fluidomecânicos", Apostila, Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul PUCRS, Porto Alegre, 238 p.
- Engeprac Máquinas, 2015, "Especialista em envase: estrutura", disponível em: http://engeprac.com/wp-content/uploads/2015/12/estrutura.png>, acesso em: 15 de jul. 2017.
- Fox, R.W., McDonald, A.T. & Pritchard, P.J., 2014, "Mecânica dos fluidos", 6ª ed., Editora LTC Ltda., Rio de Janeiro, 884 p.
- Google Maps, "Vista aérea da sede da propriedade rural", disponível em: https://www.google.com.br/maps/@-24.069812,-52.4669814,587m/data=!3m1!le3>, acesso em: 10 de jun. 2017.
- Google Maps, "Vista aérea do raio de incidência de atividades na propriedade rural", disponível em: https://www.google.com.br/maps/@-24.0753227,-52.4623909,3955m/data=!3m1!1e3, acesso em: 10 de jun. 2017.
- Kellner, E., Akutsu, J., & Reis, L.F.R., 2016, "Avaliação da rugosidade relativa dos tubos de PVC com vistas ao dimensionamento das redes de distribuição de água". Eng. sanit. Ambient., Vol. 21, No. 2, pp. 347-355.
- Leroy Merlin, "Tanque de polietileno 10000L azul 1,93m Fortlev", disponível em: http://www.leroymerlin.com.br/tanque-de-polietileno-10000l-azul-1,93m-fortlev_87128755>, acesso em: 15 de jul. 2017.
- Linsingen, I., 2001, "Fundamentos de sistemas hidráulicos", Editora da Universidade Federal de Santa Catarina UFSC, Florianópolis, 399 p.
- MacIntyre, A.J., 1997, "Bombas e instalações de bombeamento", 2ª ed., Editora LTC Ltda., Rio de Janeiro, 782 p.



Souza, J.C., 2011, "Desenvolvimento de aplicativo de análise técnica e econômica para adaptação de uma roda d'água acionada por cima para geração de energia elétrica no meio rural", Trabalho de Conclusão, Graduação em Engenharia. Mecânica, Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

Souza, Z., 1991, "Dimensionamento de máquinas de fluxo: turbinas, bombas, ventiladores", Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo.

- Triton Fertilance, 2014, "Tanque de água modelo DEL 5000L TD 20", disponível em: http://www.tritonfertilance.com.br/produtos_detalhes.php?id=11>, acesso em: 15 de jul. 2017.
- ZM Bombas, 2015a, "Manual de Instrução Bomba ZM", disponível em: http://www.zmbombas.com/bombas/, acesso em: 17 de jun. 2017.
- ZM Bombas, 2015b, "Bombas ZM acionadas por roda d'água", disponível em: http://www.zmbombas.com/bombas/, acesso em: 17 de jun. 2017.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO AO REDOR DO CORPO DE AHMED

Jalusa Maria da Silva Ferrari

Universidade de Brasília- Campus Gama Setor Leste Projeção A - Gama Leste, Brasília - DF, 72444-240 jalusaferrari@gmail.com

Thiago Gomes

Universidade de Brasília- Campus Gama Setor Leste Projeção A - Gama Leste, Brasília - DF, 72444-240 fgomes.thiago@gmail.com

Jhon Nero Vaz Goulart

Universidade de Brasília- Campus Gama Setor Leste Projeção A - Gama Leste, Brasília - DF, 72444-240 jvazgoulart@gmail.com

RESUMO: Neste trabalho é realizado o estudo numérico do escoamento turbulento, isotérmico e incompressível ao redor do corpo de Ahmed usando o software *Ansys* CFX. A avaliação estacionária do caso bidimensional do escoamento ao redor do corpo de Ahmed é realizada para diferentes ângulos de rebaixo. Os ângulos de rebaixo avaliados variam de 0° a 45°. O estudo usa o modelo de turbulência k- ω SST para obtenção dos coeficientes aerodinâmicos de arrasto e distribuição pressão a fim de caracterizar o corpo de Ahmed em função do ângulo de rebaixo. O número de Reynolds avaliado é de 9,4.10⁴, mantido constante para todos os casos e baseado no comprimento do corpo, L, na velocidade da corrente livre, U_∞, e na viscosidade cinemática do fluido, v. O ponto de separação da camada limite é determinado através de um coeficiente de atrito. As simulações numéricas foram comparadas com resultados disponíveis na literatura e mostraram-se concordantes com outros autores. O coeficiente de atrito do corpo com rebaixo de 25° apresentou concordância com a equação de coeficiente de atrito proposta por Bello-Millán *et al.* (2016) para o número de Reynolds avaliado. Zonas de recirculação foram encontradas na parte superior do corpo para angulos de rebaixo superiores a 0°.

Palavras-Chave: Corpo de Ahmed, simulação numérica, aerodinâmica veicular

ABSTRACT: Isothermal, turbulent and incompressible flow over a 2D Ahmed body was simulated. Simulations were carried out by using commercial software Ansys CFX in stationary state. The turbulence model employed was k- ω SST for different rear slant angle XX ranging from 0° up to 45° in order to characterize the drag and pressures coefficients as a function of the rear slat angle. The Reynolds number was based on the free stream velocity, U_{∞} , the body's length, L, and the kinematic viscosity of the fluid, v. During the simulations the Reynolds number was kept constant, Re = 9.4 10⁴. Numerical results were fairly compared with the results available in the literature. The drag coefficient for the slanter rear 25° agreed with the equation proposed by Bello-Millán et al. (2016). Moreover, recirculation zones were predicted by the code whenever the rear slat angle was greater than 0°.

Keywords: Ahmed body, numerical simulation, vehicular aerodynamics

INTRODUÇÃO

Escoamentos turbulentos são encontrados em diversas aplicações práticas da engenharia. São caracterizados pelas flutuações instantâneas nos campos de velocidade, temperatura, massa específica e pressão, sugerindo a presença de vórtices de várias escalas. A aerodinâmica é o estudo das forças resultantes do movimento de um fluido através de um corpo e é parte importante no processo de projeto de veículos.

O entendimento da aerodinâmica veicular é realizada a partir do estudo em duas maneiras, compreendendo o efeito das forças que agem sobre veículo e, igualmente importante, entender como e com qual intensidade estas surgem. Fatores como economia de combustível, estabilidade em altas velocidades e desempenho estão relacionadas com o escoamento ao redor do veículo e, consequentemente, com a geometria do corpo. Portanto, um conhecimento detalhado



sobre as características do escoamento e suas relações com a geometria do corpo é necessária para o projeto de novos veículos (Tunay *et al.*, 2014).



Figura 1. Influência da geometria do veículo no coeficiente de arrasto, C_D, segundo Lay (1933)

Para a dinâmica dos fluidos, os veículos terrestres são corpos rombudos próximos a uma superfície plana que representa o solo. As estruturas complexas, como cavidades e rodas sob rotação, fazem com que o escoamento seja totalmente tridimensional. O arrasto aerodinâmico de veículos terrestres é fortemente relacionado com o escoamento ao longo do veículo. A dimensão da zona de separação e da força de arrasto dependem, principalmente, da posição do deslocamento no corpo.

Em um corpo submerso, a força que o corpo experimenta é decomposta em componentes paralelas aos eixos do corpo. Posto que a maioria dos corpos sob escoamento externo tem ponto de separação formação de esteira, é difícil usar métodos analíticos para determinar as componentes da força. Por isso, análises aproximadas são usadas, juntamente com dados experimentais, para avaliar os diversos formatos de corpos (Fox *et al.*,2000).

Um veículo terrestre pode ser simplificado pelo corpo de Ahmed. A geometria do corpo de Ahmed consiste em um volume de paralelepípedo com uma face inclinada na traseira como visto na Fig. (2). Essa simplificação foi apresentada pela primeira vez no estudo de Ahmed *et al.* (1984) sobre a análise do escoamento 3D no corpo. O principal objetivo dos autores era verificar o comportamento do coeficiente de arrasto e as características do escoamento de acordo com a variação do ângulo de rebaixo traseiro. O corpo de Ahmed combina as características geométricas essenciais que determinam a forma, comprimento e posição da zona de separação do escoamento. Numericamente, o escoamento ao redor do corpo de Ahmed ainda é um desafio. Isso se dá, em grande parte, na correta predição dos coeficientes de arrasto e sustentação condizentes com o experimento realizado por Ahmed *et al.* (1984) e demais autores sobre o assunto.



Figura 2. Representação 3D do corpo de Ahmed

O presente trabalho tem como objetivo a avaliação dos coeficientes de arrasto no corpo de Ahmed sob um escoamento turbulento em Reynolds 9,4.10⁴, mantido constante. As simulações usam uma geometria 2D para avaliar co m diferentes ângulos traseiro de rebaixo, ϕ , variando de 0° a 45°.



METODOLOGIA

Simulação Numérica e Domínio Computacional

As dimensões do corpo de Ahmed são semelhantes ao proposto por Ahmed et al. (1984) como está apresentado na Fig. (3). Isso permite fazer comparações com a literatura disponível. Na parte traseira do corpo foram avaliados diferentes ângulos de rebaixo φ . Portanto, todas as outras dimensões da geometria não foram alteradas entre os casos simulados. A referência do ângulo φ se dá a partir da parede do corpo até a referência superior, como mostrado na Figura 3. Os ângulos avaliados são 0°, 15°, 25°, 35° e 45°. A dimensão do rebaixo foi mantida em 222 mm.



Figura 3. Dimensões usadas no estudo do corpo de Ahmed em Ahmed et al. (1984). Medidas em mm

A Figura 4 apresenta o domínio computacional do problema. As dimensões são dadas em relação ao comprimento longitudinal, L, do corpo. O domínio é similar ao usado no trabalho de Korkischko e Meneghini (2006) para o mesmo modelo de turbulência no escoamento ao redor do corpo de Ahmed. A distância "h" vale 50 mm em todas as simulações e representa a altura do solo até a superfície inferior do corpo.



Figura 4. Descrição do domínio computacional

Na superfície (A) é aplicada velocidade prescrita $U_{\infty} = 1,43$ m/s. As componentes de velocidade nas outras direções são nulas (v = w = 0). A intensidade turbulenta na entrada é de 1% aplicada na velocidade da corrente livre. Nas superfícies (B) são aplicadas condições de não escorregamento. Na saída (C) é aplicado a condição de pressão diferencial nula. O número de Reynols foi calculado com base na Eq. (1) usando o comprimento longitudinal do corpo, L, , na velocidade da prescrita da entrada, U_∞, e na viscosidade cinemática do fluido, v. O número de Reynolds é mantido constante para todas as simulações, Re = 9,4.10⁴. Este número foi selecionado de acordo com o trabalho de Morel (1978), onde foi constatado, em seus ensaios, que os ângulos críticos e subcríticos se mantêm constantes para



valores de Reynolds entre Re = 2,2.10⁴ e Re = 1,12.10⁵. A simulação 2-D do escoamento deu-se a partir da condição de simentria imposta no plano x-y. Para a condição de simetria $\frac{\partial(.)}{\partial z} = 0$, ou seja, qualquer derivada na direção "z" é nula.

$$\operatorname{Re} = \frac{U_{\infty}L}{v}$$
(1)

As simulações suméricas foram conduzidas em regime permanente, utilizando esquemas de advecção *upwind* de segunda ordem. O domínio computacional foi discretizado em volumes finitos. No processo de solução foi utilizado dupla precisão.

Equações governantes

Segundo Schlichting (1953) o balanço de massa e a quantidade de movimento para um escoamento permanente, isotérmico e turbulento é dado por:

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0$$

$$\rho \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right)$$
(2)

na Eq. (1) o termo $\rho u_i' u_j'$ representa as tensões adicionais oriundas da decomposição de Reynolds e do processo de médias temporais junto as equações de Navier-Stokes. O termo adicional de deve ser então modelado. Aplicando a solução encontrada por Boussinesq, 1877,

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \tag{3}$$

A modelagem da viscosidade turbulenta, μ_t , é baseada nas equações de transporte da energia cinética turbulenta, k, e na frequência turbulenta, $\omega = \epsilon/k$, onde ϵ é a dissipação turbulenta. O modelo k- ω SST é então, dado pelo conjunto de equações,

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = P_k + \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \dots$$

$$+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$
(4)

Finalmente, a viscosidade turbulenta, μ_t , pode ser então calculada como:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{m \acute{a} x (a_1 \omega, \Omega F_2)} \tag{5}$$

Onde as funções F1 e F2 são funções de mistura. Detalhes do modelo podem ser encontrados em Menter (1994).



RESULTADOS E DISCUSSÃO

A distribuição de pressão no corpo é dada através do coeficiente de pressão, definido por:

$$C_{p} = \frac{p - p_{0}}{\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^{2}}$$
(6)

Onde p é a pressão como função da posição na superfície do corpo, p_0 é a pressão de referência, ρ é a massa específica do fluido e U_x é a velocidade prescrita na entrada.

Os resultados são apresentados ao longo da superfície do corpo de Ahmed como visto na Fig. (5). Os pontos de 1 à 5 marcam pontos chaves nas superfícies do corpo de Ahmed.



Figura 5. Distribuição dos pontos de referência no corpo de Ahmed

A Figura 6 apresenta a distribuição de pressão e do coeficiente de atrito no corpo com $\phi = 0^{\circ}$ percorrendo todo corpo.



Figura 6. Distribuição de pressão e tensões no corpo de Ahmed com rebaixo de 0º nas superfícies superior (1-3) e inferior (1,5,4) e na região traseira do corpo (3=4-5)

Nota-se da Fig. (6) que a distribuição de pressão não é simétrica. A pequena distância entre a superfície inferior do corpo de Ahmed e o solo faz com que a pressão tenha um aumento naquela região. Isso pode ser visto para todos os casos. Outro fato comum entre todos os coprpos simulados é a forma da distribuição de pressão. Pode ser visto que a distribuição de pressão se assemelha muito a distribuição encontrada em um cilindro isolado, com o mínimo de pressão acontecendo próximo ao ponto 2 (Fig. 6) com uma posterior recuperação.

Diferentemente do que acontece com o corpo de Ahmed simulado para $\varphi = 0^{\circ}$, a medida que o ângulo de rebaixo cresce o ponto de menor pressão ainda continua na superfície superior, contudo, encontra-se a jusante do ponto 2, Fig.(7), (8), (9) e (10). Além do mais, o corpo com $\varphi = 0^{\circ}$ apresentou o menor coeficiente de pressão, Cp ~ -3,0.

Para os demais rebaixos a distribuição de pressão foi próxima, não evidenciando uma clara diferença na distribuição dessa grandeza com a mudança do valor do ângulo de rebaixo.



Foi também ponto de análise dess trabalho a avaliação de possiveis pontos de separação da camada limite. A separação é caracterizada por um gradiente adverso de pressão, onde as partículas de fluido perdem energia cinética devido ao atrito e tendem a inverter do sentido do escoamento, Schlichting, 1956. As Figs (6, 7, 8, 9 e 10) c, mostram a tensão de cisalhante na superfície do corpo, conforme Eq. (7).

$$\Gamma = \frac{\tau_{w}}{\rho U_{\infty}^{2}} \sqrt{\text{Re}}$$
⁽⁷⁾

Nota-se das figuras citadas acima (Fig 7, 8, 9 e 10), que independentemente do ângulo de rebaixo do corpo todas apresentam pontos de tensão cisalhante nulo na parede superior do corpo, indicando descolamento de camada limite. Na parede inferior do corpo nenhuma das simulações mostrou qualquer resultado que indicasse zonas de descolamento. Ainda mais, é notável junto as paredes superiores do corpo dois pontos de tensão cisalhante nulos (Fig. 7 (c)), indicando uma zona de descolamento e recolamento da camada limite, ou seja, uma zona de recirculação.



Figura 7. Distribuição de pressão e tensões no corpo de Ahmed com rebaixo de 15º nas superfícies superior (1-3) e inferior (1,6,5), no rebaixo e na região traseira do corpo



Figura 8. Distribuição de pressão e tensões no corpo de Ahmed com rebaixo de 25º nas superfícies superior (1-3) e inferior (1,6,5), no rebaixo e na região traseira do corpo



Figura 9. Distribuição de pressão e tensões no corpo de Ahmed com rebaixo de 35º nas superfícies superior (1-3) e inferior (1,6,5), no rebaixo e na região traseira do corpo



Figura 10. Distribuição de pressão e tensões no corpo de Ahmed com rebaixo de 45° nas superfícies superior (1-3) e inferior (1,6,5), no rebaixo e na região traseira do corpo

Na Fig. 11 (a, b e c), são mostradas linhas de corrente que corroboram com as zonas de descolamento e recolamento da camada limite. A Fig. 11 (a) e (b) diz respeito as linhas de corrente sobre os corpos com rebaixos de 0° e 15°, respectivamente. É importante notar que na Fig. 11 (a) não há qualquer zona de descolamento de camada limite na superfície superior ou inferior do corpo após o ponto 2 (Fig 5). Esse resultado é corroborado pela distribuição de tensão de cisalhamento na superfície do corpo de Ahmed, Fig. 6 (c), é importante notar que na parte superior não existem tensões nulas indicando que não ha zonas de recirculação ou separação de camada limite. As regiões trazeira dos corpos apresentam, invariavelmente, tensões cisalhante nulas, indicando zonas de recirculação. As linhas de corrente apresentadas na Fig. 11 também evidenciam esse fato.





Figura 11. Linhas de corrente ao redor do corpo de Ahmed com a) $\phi = 0^{\circ}$, b) $\phi = 15^{\circ}$ e c) $\phi = 45^{\circ}$

A Figura 12 apresenta os coeficientes de arrasto obtidos através das simulações numéricas. A força de arrasto F_D foi adimensionalizada em termos de coeficiente de arrasto, C_D , através da Eq. (8) que utiliza a área frontal do corpo A.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho U_{\infty}^2 A} \tag{8}$$

São esperados valores mais altos para o coeficiente de arrasto em relação ao proposto por Ahmed et al. (1984) com $\text{Re} = 1,2.10^6$. Esse comportamento também foi observado nos trabalhos de Thacker *et al.* (2012), Dobrev e Massouh (2014) e Bello-Millán *et al.* (2016).



Figura 12. Coeficientes de arrasto no corpo de Ahmed com a variação do rebaixo

Os coeficientes de arrasto avaliados não apresentaram uma forma clara em termos de tendência. Os valores apresentaram um descontínuidade entre 15° e 25°, indicando em 15° um possível ângulo crítico. Após 25° do coeficiente de arrasto volta a crescer novamente. O menor valor de arrasto foi encontrado para o rebaixo de 25°, $C_D = 0,44$. Esse valor de C_D , encontra-se condizente com a eq. (9), porposta por Bello-Millán *et al.* (2016) para $Re = 9, 4.10^4$.

$$C_D = 0,3849 + 0,0603e^{\frac{-\text{Re}\,le-6}{0,5217}} \tag{9}$$

A partir do rebaixo de 25° os valores de coeficiente de atrito voltaram a crescer encontrando seu maior valor em 45°.

A Figura 13 apresenta a relação entre a parcela de arrasto de forma, devido à pressão, C_{Dp} e o coeficiente de arrasto total do corpo C_D . Em corpos rombudos, tais como cilindros isolados, o arrasto de forma representa mais de 90% do



arrasto total envolvido, Fox et al., 2000. Assim, a força de arrasto pode ser dividida em força viscosa e força de pressão, Eq. (10)

$$F_{D} = \{ arrasto \, de \, forma \} + \{ arrasto \, viscoso \}$$

$$F_{D} = \int_{A} p \cos \theta dA + \int_{A} \tau_{w} sen \theta dA$$
(10)

Pode ser observado na Fig. (13) que para o corpo com rebaixo de 0° a parcela do arrasto de forma é maior de 90%, chegando a 95%, caso típico de corpos rombudos. A medida que o rebaixo cresce o corpo torna-se mais aerodinâmico, diminuido a parcela do arrasto de forma no arrasto total envolvido. A partir de 25° de rebaixo naõ foi mais visto qualquer mudança na configuração de arrasto.



Figura 13. Parcela do arrasto de pressão no corpo de Ahmed para $\text{Re} = 9,4.10^4$

CONCLUSÃO

No presente trabalho, o escoamento turbulento ao redor do corpo de Ahmed é avaliado através de simulações estacionárias do corpo bidimensional. As simulações foram feitas para número de Reynolds de 9,4.10⁴ e com variações no rebaixo traseiro entre 0° e 45°. O modelo de turbulência adotado foi o $k - \omega$ SST.

Os resultados mostram que existe variação dos coeficientes aerodinâmicos com o ângulo de rebaixo do corpo. O comportamento do coeficiente de arrasto encontrado como sendo maior para Reynolds menores está de acordo com Thacker *et al.* (2012), Dobrev e Massouh (2014) e Bello-Millán *et al.* (2016). O maior coeficiente de arrasto foi encontrado no corpo com 45° de rebaixo e o menor foi encontrado com 25° de rebaixo para o Reyndols avaliado.

A separação da camada limite do corpo foi observada através da distribuição de tensões cisalhantes na superfície do corpo. Foi observado que o aumento do ângulo leva ao aparecimento de zonas de recirculação na superfície superior do corpo, este fato não foi observado para valores de $\varphi = 0^{\circ}$.

Observando o comportamento dos coeficientes aerodinâmicos e da separação do escoamento sobre o corpo, o ângulo crítico para esse regime de escoamento pode estar acontecendo no rebaixo com ângulo de 15°.

O resultado do coeficiente de arrasto para o rebaixo de 25º apresentou concordância com a equação proposta por Bello-Millán *et al.* (2016) A partir dessa comparação, a simulação bidimensional e estacionária pode ter sido capaz de prever o coeficiente de arrasto desse problema.

REFERÊNCIAS



- Ahmed, S. R., Ramm G., Faltin, G., 1984, "Some salient features of the time-averaged ground vehicle wake", SAE Transactions, JSTOR, p. 473–503.
- Bello-Millán, F. *et al.*, 2016, "Experimental study on Ahmed's body drag coefficient for different yaw angles", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Elsevier, v. 157, p. 140–144.

Dobrev I., Massouh F., 2014, "Investigation of relationship between drag and lift coefficients for a generic car model", BULTRANS-2014 Proceedings.

Fox, R. W., Pritchard P. J., Mcdonald A. T., 2000, "Introdução À Mecânica Dos Fluidos", [S.l.]: Grupo Gen-LTC.

Korkischko, I., Meneghini J. R.,2006, "Investigação experimental e simulação numérica do escoamento ao redor de um modelo automobilístico: corpo de Ahmed". Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Lay, W., 1933, "Is 50 miles per gallon possible with correct streamlining? SAE Transactions", JSTOR, p. 144–156.

- Menter F. R., 1994, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605.
- Morel, T., 1978, "Aerodynamic drag of bluff body shapes characteristic of hatch-back cars". SAE Transactions, JSTOR, p. 1270–1279.

Schlichting, H., 1953, "Boundary Layer Theory", IL.

- Thacker, A. *et al.*, 2012, "Effects of suppressing the 3d separation on the rear slant on the flow structures around an Ahmed body", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Elsevier, v. 107, p. 237–243.
- Tunay, T., Sahn B., Ozbolat V., 2014, "Effects of rear slant angles on the flow characteristics of Ahmed body", Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier, v. 57, p. 165–176.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (x) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

SOLUÇÃO ANALÍTICA E NÚMERICA DO ESCOAMENTO DE COUETTE EM REGIME TRANSIENTE PARA FLUIDOS NEWTONIANOS

Almério José Venâncio Pains Soares Pamplona, Joel Roberto Guimarães Vasco

Universidade Federal de Goiás Av. Universitária, n.º 1488 - quadra 86 - bloco A - 3º piso - Setor Leste Universitário, Goiânia - Goiás - CEP: 74605-010 almeriopamplona@gmail.com, joelvasco@ufg.br

RESUMO: Este trabalho apresenta a solução analítica do escoamento de Couette em regime transiente, partindo-se das equações de balanço de massa e balanço de quantidade de movimento, sendo está última a equação de Navier-Stokes, sobre um volume de controle fixo. Determinada a solução analítica, segue-se com a construção de uma solução numérica correspondente, partindo-se da equação de Navier-Stokes e usando o método de diferenças finitas. Ao final, as duas soluções são comparadas, obtendo-se uma base para validação de outros métodos numéricos.

Palavras-Chave: Soluções, Couette, Transiente.

ABSTRACT: This work presents the analytical solution of the Couette flow in a transient state, starting from the mass balance and momentum balance equations, the latter being the Navier-Stokes equation, on a fixed control volume. Once the analytical solution has been determined, it is followed by the construction of a corresponding numerical solution, starting from the Navier-Stokes equation and using the finite difference method. In the end the two solutions are compared, to provide a basis for validation of other numerical methods.

Keywords: Solutions, Couette, Transient.

INTRODUÇÃO

Escoamentos de fluidos newtonianos, em regime laminar, são objeto de estudo desde o antigo Egito, dentro dos campos da matemática e engenharia. Para condições de contorno simples, foram consolidadas algumas soluções analíticas. Contudo, à medida que condições de contorno se tornam complexas ou o regime se torna transiente, as ferramentas analíticas, mostram-se, ainda, insuficientes para inspecionar e analisar o escoamento, sendo necessário o uso de ferramentas numéricas.

Quanto às ferramentas numéricas, essas tiveram um grande crescimento nas últimas décadas, com destaque na avaliação e predição do comportamento de escoamentos de fluidos. Esse crescimento é perceptivo na área de projetos de engenharia, onde a análise numérica vem sendo usada como fator decisivo de projeto. Dentre as ferramentas numéricas, uma das mais simples delas é o *Finite Difference Method* (FDM), Courant et al. (1928). Esta estabelece a construção de uma malha referente à geometria do objeto de estudo e a discretização das equações de balanço sob a perspectiva Euleriana. Outros métodos numéricos baseados em uma malha foram desenvolvidos posteriormente, como o *Finite Volume Method* (FVM) e o *Finite Element Method* (FEM), Turner et al (1956), sendo este último, bastante usado na análise de estruturas. Concomitante a esses métodos, foram desenvolvidos outros, os quais são livres de uma malha, como o *Smoothed Particle Hydrodynamics* (SPH), Monaghan e Gingold (1977).

Relativo ao SPH, Vasco et al (2015) apresenta uma otimização do método ao aplicar a renormalização ao núcleo de suavização, enquanto Morris et al (1997) utiliza o modelo clássico do método para avaliar escoamentos com baixo número de Reynolds. Nos dois artigos, os códigos de SPH são validados, fazendo estudo de casos, dentre os quais está o escoamento de Couette em regime transiente para fluidos newtonianos. No entanto, como o objetivo deles é a avaliação numérica, a solução analítica do escoamento é apenas apresentada, mas não desenvolvida.

Visto isto, este artigo explora o desenvolvimento da solução analítica do escoamento de Couette em regime transiente para fluidos newtonianos, utilizando a técnica de separação de variáveis, Boyce e DiPrima (2005) e Debnath e Myint-U (2007). Além disso, desenvolve-se uma solução numérica usando o método FDM.

O artigo é organizado na apresentação das condições características do escoamento de Couette e as equações governantes. Segue-se com o desenvolvimento da solução analítica e depois a apresentação do método FDM e a solução numérica obtida. Os resultados gerados da simulação das soluções são expressos e discutidos. Por fim, finaliza-se com uma breve conclusão.



METODOLOGIA

Para determinar a solução analítica, foi utilizado a dedução matemática, partindo-se das equações de balanço de massa, Eq. (1), balanço de quantidade de movimento e balanço de energia, Eq. (3), sendo todas aplicadas sobre um volume de controle fixo. As considerações utilizadas foram a de um escoamento homogêneo, simétrico, isotrópico, isentrópico, incompressível, além de um regime transiente. Tais considerações permitem aplicar a equação de Navier-Stokes, Eq. (2) Batchelor (2002) e Chorin (2000), como resultado do balanço de quantidade de movimento, bem como desconsiderar o balanço de energia. Nas equações, tem-se que \boldsymbol{u} é o vetor de velocidade, ρ é a massa específica do fluido, p é a pressão, \boldsymbol{g} é o vetor da aceleração gravitacional, μ é a viscosidade dinâmica e \boldsymbol{e} é o vetor de energia.

$$\nabla \cdot \boldsymbol{u} = \boldsymbol{0} \tag{1}$$

$$\rho\left(\frac{\partial}{\partial t}\boldsymbol{u} + (\boldsymbol{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{u}\right) = -\nabla p + \rho\boldsymbol{g} + \mu\nabla^2\boldsymbol{u}$$
⁽²⁾

$$\nabla \cdot \boldsymbol{e} = 0 \tag{3}$$

Como o escoamento tratado é o de Couette, este possui condições de contorno específicas. No caso clássico, considera-se que o escoamento ocorra entre duas placas de comprimento e largura infinitos, de modo que a distância entre elas seja muito pequena, Fig. (1), quando comparada com as outras dimensões e, portanto, podendo-se considerar o escoamento unidimensional, simplifica-se a Eq. (2) para a Eq. (4).



Figura 1. Escoamento entre placas infinitas de Couette

Dentre essas placas, a placa superior é colocada em movimento retilíneo uniforme, com uma velocidade V, enquanto a inferior é mantida em repouso, sendo estas duas condições relativas ao volume de controle fixo (referencial inercial). Dado isto, assume-se a condição de não escorregamento ou aderência na interface fluido-placa, Eq. (6) e Eq. (7), bem como a não influência de forças superficiais, como o gradiente de pressão, e forças de campo, como a gravitacional. No entanto, neste presente trabalho, optou-se por um caso mais geral, no qual foi incluída a influência de forças. Na equação, tem-se que u é a componente horizontal do vetor de velocidade em função da posição no eixo-y e do tempo, t, enquanto, v é a viscosidade cinemática, F é a força por unidade de massa aplicada sobre o escoamento e L é a distância entre as placas, abrangendo tanto as forças superficiais quanto de campo.

$$\frac{\partial u}{\partial t} - v \frac{\partial^2 u}{\partial v^2} = -F \tag{4}$$

 $u(y,0) = 0, \quad y \in [0,L]$ (5)

 $u(0,t) = 0, \qquad \forall t \ge 0 \tag{6}$

$$u(L,t) = V, \quad \forall t \ge 0 \tag{7}$$

Desenvolvimento da solução analítica transiente

A solução geral da equação diferencial parcial (EDP) dada pela Eq. (4), pode ser descrita pela superposição entre uma solução homogênea e uma solução particular, Eq. (8), dado que a EDP é linear.

$$u(y,t) = u_p(y) + u_h(y,t)$$
(8)

Fazendo a substituição da solução particular na Eq. (4) e a aplicando as devidas integrações, obtém-se a Eq. (9), onde C_1 e C_2 são constantes quaisquer.

$$u_p(y) = \frac{y^2 F}{2\nu} + y C_1 + C_2 \tag{9}$$



Aplicando-se as condições inicial e de contorno, dadas pelas Eq. (5), Eq. (6) e Eq. (7), na Eq. (9), obtém-se a Eq. (10).

$$u_p(y) = \frac{Fy}{2\nu}(y - L) + \frac{Vy}{L}$$
(10)

Analisando a solução homogênea pelo método da separação de variáveis, Boyce e DiPrima (2005) e Debnath e Myint-U (2007), tem-se que ela assume a forma dada pela Eq. (11). Substituindo-a na Eq. (4), obtém-se o sistema de equações diferenciais ordenadas (EDO), dado pelas Eq. (12) e Eq. (13), onde λ é uma constante tal que $\lambda \in \mathbb{R}$ e $\lambda \ge 0$.

$$u_h(y,t) = Y(y)T(t) \tag{11}$$

$$Y''(y) + \lambda Y(y) = 0 \tag{12}$$

$$T'(t) - \nu \lambda T(t) = 0 \tag{13}$$

Para a Eq. (12), tem-se que a solução é dada pela Eq. (14), de modo que aplicando as condições inicial e de contorno, obtém-se a Eq. (15), onde *A* e *B* são constantes quaisquer, e *n* é uma constante tal que $n \in \mathbb{N}$.

$$Y(y) = A\cos(\sqrt{\lambda}y) + B\sin(\sqrt{\lambda}y)$$
(14)

$$Y_n(y) = B_n sin\left(\frac{n\pi y}{L}\right)$$
(15)

Quanto à Eq. (13), tem-se que a solução é $T(t) = exp(-v\lambda t)$, de modo que se obtém a Eq. (16).

$$T_n(t) = exp\left(-\nu \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 t\right)$$
(16)

Assim, substituindo-se as Eq. (10), Eq. (15) e Eq. (16), assumindo que essas duas últimas são partes de uma série de Fourier, na Eq. (8), obtém-se a Eq. (17).

$$u(y,t) = \frac{Fy}{2\nu}(y-L) + \frac{Vy}{L} + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \exp\left(-\frac{\nu n^2 \pi^2 t}{L^2}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{L}\right)$$
(17)

O coeficiente B_n é um coeficiente da série de Fourier. Assim, para determina-lo, aplica-se a Eq. (18), a qual pode ser resolvida com uma integração por partes e usando o fato de que $sin(n\pi) = 0 \forall n \in \mathbb{N}$. O resultado é dado pela Eq. (19).

$$B_n = -\frac{2}{L} \int_0^L \left[\frac{Fy}{2\nu} (y - L) + \frac{Vy}{L} \right] \sin\left(\frac{n\pi y}{L}\right) dy$$
(18)

$$B_n = \frac{2V(-1)^n}{n\pi} - \frac{2FL^2}{\nu n^3 \pi^3} [(-1)^n - 1]$$
(19)

Substituindo a Eq. (19) na Eq. (17), obtém-se a Eq. (20), a qual representa a solução geral para o escoamento de Couette em regime transiente, considerando-se um fluido newtoniano.

$$u(y,t) = \frac{Fy}{2\nu}(y-L) + \frac{Vy}{L} + \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{2V(-1)^n}{n\pi} - \frac{2FL^2}{\nu n^3 \pi^3} [(-1)^n - 1] \right\} \exp\left(-\frac{\nu n^2 \pi^2 t}{L^2}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{L}\right)$$
(20)

O método FDM

O FDM é um método que consiste na discretização do domínio ou espaço de análise tal que as características obtidas a partir dele possam ser descritas por meio de diferenças finitas. O objetivo disso é transformar um problema de cálculo em um problema de álgebra. Desse modo, a Fig. 2 mostra o domínio da solução discretizado em uma malha bidimensional.

Com base na malha de diferenças finitas, as derivadas parciais relativas no tempo são aproximadas por uma diferença finita de primeira ou de avanço no tempo, Eq. (21). Quanto à derivada parcial relativa ao espaço, ela é aproximada por uma diferença de segunda ordem ou de espaço centrado, Eq. (22).

$$\frac{\partial u}{\partial t} \cong \frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{\Delta t} \tag{21}$$


Figura 2. Domínio da solução e a malha de diferenças finitas

Segundo Hoffman (2001), esse método de discretização, usado para modelar EPD parabólicas, é conhecido como *Forward-Time Centered-Space* (FTCS). De acordo com Hoffman (2001), a consistência, estabilidade e convergência do FTCS estão centradas em um termo conhecido como número de difusão, de forma que as três características são garantidas se esse número for menor ou igual a 0,5.

O FDM para escoamentos de fluido viscosos newtonianos

Aplicando as Eq. (21) e Eq. (22) na Eq. (4), obtém o modelo numérico da EDP parabólica que governo o escoamento de Couette em regime transiente. Esse modelo é descrito pela Eq. (23), na qual observa-se o termo $\gamma = vdt/dy^2$. Este é o número de difusão que rege a solução numérica.

$$u_i^{t+1} = u_i^t + \frac{\nu \Delta t}{\Delta \nu^2} (u_{i+1}^t - 2u_i^t + u_{i-1}^t) - \Delta tF$$
(23)

A solução em regime permanente

Para fim de comparação do resultado das duas soluções, tanto a analítica quanto a numérica, em tempos muito grandes, nos quais o regime transiente entra no regime permanente, também se utiliza a solução do escoamento de Couette, no regime permanente, a qual é representada pela Eq. (24).

$$u(y,t) = \frac{Vy}{L} - \frac{Fy}{2\nu}(L - y)$$
(24)

Contundo, como o escoamento de Couette a ser analisado possui influência de uma força por unidade de massa, deve-se analisar a influência dela sobre o perfil de velocidade, a fim de verificar a forma final do mesmo e conferir se tanto a solução analítica transiente quanto a solução numérica convergem para os perfis corretos. Para isso, é construída uma adimensionalização da força por unidade de massa, dado pela Eq. (25). Além disso, utiliza-se do caso adimensional da solução em regime permanente, dada pela Eq. (26), onde U = u/V e Y = y/L.

$$\Lambda = \frac{F}{2\nu V} \tag{25}$$

$$U = Y[1 - \Lambda(1 - Y)]$$
(26)

Outro detalhe que pode ser abordado para reforçar a verificação das soluções é o perfil da tensão cisalhante, uma vez que a presença do gradiente de pressão causa uma mudança no sentido de atuação da tensão. A tensão cisalhante é para escoamentos unidimensionais pode ser descrita pelas Eq. (27) e Eq. (28), onde τ_{yx} é a tensão cisalhante, T = $2\tau_{yx}/(\rho V^2)$ e R_e é o número de Reynolds, definido como $R_e = VL/v$.

$$\tau_{yx} = \mu \frac{v}{L} + \rho F \left(y - \frac{L}{2} \right)$$
(27)

$$T = \frac{2}{R_e} \left[1 - 2\Lambda \left(\frac{1}{2} - Y \right) \right]$$
(29)



RESULTADOS E DISCUSSÃO

Determinadas as soluções analítica e numérica do escoamento de Couette em regime permanente, é possível observar o comportamento do escoamento sob condições específicas. Para o presente artigo, foi considerado uma velocidade de 0,1 m/s para a placa superior, uma distância entre as placas de 0,05 m, uma viscosidade dinâmica de $0,01 m^2/s$, um número de 21 nós para malha numérica, 10 laços para o somatório da Eq. (8), além de um passo de tempo dt = 10^{-4} s, obtendo $\gamma = 0,16$.

O primeiro passo é verificar o comportamento dos perfis de velocidade sob a ação de diferentes gradientes de pressão, para isso utilizando a Eq. (26) sob os gradientes adimensionais de $\Lambda = -2$, $\Lambda = -1$, $\Lambda = 0$, $\Lambda = 1$ e $\Lambda = 2$, obtém-se a Fig. 3. Nela, percebe-se que para gradientes de pressão negativo, o escoamento é acelerado no sentido contrário à referência positiva do eixo-y, enquanto que, para gradientes positivos, o escoamento é acelerado no sentido positivo.



Figura 3. Perfil de velocidade do escoamento de Couette sob a influência de diferentes gradientes de pressão

A partir da Eq. (28) são geradas as curvas presentes na Fig. 4. Observa-se que a aplicação de um gradiente de pressão muda o perfil de velocidade do escoamento ao modificar a inclinação da tensão de cisalhamento interna do fluido.



Figura 4. Perfis da tensão de cisalhamento sob diferentes gradientes de pressão

Visto isto, aplicam-se as soluções analíticas e numéricas sob as condições descritas, assumindo-se um gradiente de pressão nulo, de modo que os perfis gerados ao longo do tempo podem ser observados na Fig. 5. Nela, ao se comparar as soluções, observa-se que existe um desvio maior entre a solução numérica e analítica transiente nos dois primeiros instantes, sendo da ordem de 10^{-2} , enquanto que nos dois instantes finais esse desvio diminui para ordem de 10^{-3} . Para o instante de 0,15 s, o erro entre as soluções numérica, analítica transiente e analítica permanente é da ordem de 10^{-2} , o que indica que para esse instante, a rigor, o regime permanente não foi atingido. Mas levando em consideração que a solução analítica é composta por uma série e que são tomados apenas os dez primeiros termos dessa soma, a aproximação está dentro das tolerâncias de engenharia. Além disso, comparando os perfis no instante de regime permanente da Fig. 5 com o perfil de gradiente nulo da Fig. 3, verifica-se que as soluções evoluíram conforme esperado.





Figura 5. Escoamento entre placas infinitas de Couette, onde V = 0.1 m/s, L = 0.05 m, v = $0.01 m^2/s$ e cada curva é tomada, respectivamente, nos tempos 0.0025 s, 0.0125 s, 0.0250 s e 0.1500 s.

Ao incluir uma força por unidade de massa de F = $-1,25 m/s^2$, mantendo-se todos os outros parâmetros iguais, obtêm-se o comportamento apresentado pela Fig. 6.



Figura 6. Escoamento entre placas infinitas de Couette, onde V = 0,1 m/s, L = 0,05 m, $v = 0,01 m^2/s$, F = $-1,25 m/s^2$ e cada curva é tomada, respectivamente, nos tempos 0,0025 s, 0,0125 s, 0,0250 s, 0,0375 s, 0,0750 s e 0,2250 s.

Quanto à Fig. 6, observa-se um comportamento semelhante ao da Fig. 2 para os três primeiros instantes escolhidos, o que revela uma tendência de formação do perfil de velocidade linear. Contudo, a presença de uma força, como o gradiente de pressão, continua a acelerar as partículas de fluido como esperado pela Fig. 2. Depreende-se também da Fig. 5 que existe um desvio maior entre a solução numérica e analítica transiente nos quatro primeiros instantes, sendo da ordem de 10^{-2} , enquanto que nos dois instantes finais esse desvio diminui para ordem de 10^{-5} . Para o instante de 0,225 s, o erro entre as soluções numérica, analítica transiente e analítica permanente é da ordem de 10^{-1} , o que indica que para esse instante, o regime permanente não foi atingido, dentro das tolerâncias de engenharia. Isso mostra, que além da mudança do perfil de velocidade, o tempo para se atingir a condição de regime permanente também é alterado, aumentado, nesse caso, em 50%.

CONCLUSÃO

Neste artigo, são apresentadas simulações numéricas do escoamento de Couette para fluidos newtonianos, usando um código de FDM. No primeiro momento, foi testado o caso sem a presença de forças, de modo que o resultado foi o perfil clássico do escoamento de Couette, validando o código usado. Além disso, foram avaliados os aspectos transientes e permanentes, por meio da comparação teórico numérico da evolução do perfil de velocidade, mostrando um erro máximo da ordem de 10^{-2} . No segundo momento, adotando a mesma metodologia de avaliação, acrescentou-se uma força ao escoamento. Percebeu-se com isso, uma tendência inicial de se atingir o perfil linear clássico, mas a força continua a acelerar as partículas de fluido, alterando o estado de regime permanente, para o de um perfil próximo ao do escoamento do Poiseuille de superfície livre. Observou-se, também, um aumento de pelo menos 50% no tempo para se atingir o regime permanente. Apesar disso, as diferenças máximas entre os perfis teóricos e numérico foram da ordem de 10^{-2} , o que de modo geral, indica que o código usado é adequado e capaz de reproduzir problemas de engenharia envolvendo fluidos newtonianos.



AGRADECIMENTOS

Presto meus agradecimentos ao meu orientador Prof. Dr. Joel Roberto Guimarães Vasco pelo aprendizado proporcionado, a estrutura de laboratórios fornecida pela Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e Computação e aos meus pais pelo eterno apoio.

REFERÊNCIAS

Batchelor, G. K, 2002, "An Introduction to Fluid Mechanics", Cambridge University Press, United Kingdom.

- Chorin, A. and Marsden, J. D., 2000, "A Mathematical Introduction to Fluid Mechanics", Springer-Verlag, Berlin.
- Courant, R., Friedrichs, K. and Lewy, H., 1928, "On the Partial Difference Equations of Mathematical Physics", Mathematische Annalen, Vol. 100.

Hoffman, J. D., 2001, "Numerical Methods for Engineers and Scientists", Marcel Dekker Inc., New York, pp. 587-611.

- Monaghan, J. J. and Gingold, R. A., 1977, "Smoothed Particle Hydrodynamics: Theory and Applications to nonspherical stars", Mon. Not. Royal Astronomical Society, Vol. 181, pp. 375-389.
- Morris, J. P., Fox, J. P. and Zhu, Yi, 1997, "Modeling Low Reynolds Number Incompressible Flows Using SPH", Journal of Computational Physics, Vol. 136, pp. 214-226.
- Turner, M. J., Clough, R. W., Martin H. C. and Topp, L. J., 1956, "Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures", Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 23 No. 9, pp. 805-823.
- Vasco, J. R. G., Maciel, G. F., Minussi, C. R. e Cheng, L. Y., 2015, "Simulação de escoamentos viscosos utilizando um método SPH renormalizado". Revista Brasileira de Recursos Hídricos, Vol. 20, pp. 119-130.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsávelveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

TEMPO DE MISTURA EM TANQUES COM IMPULSORES MECÂNICOS EQUIPADOS COM CHICANA PADRÃO E MODIFICADA

Nome dos autores: Murilo Antunes Alves Lucindo¹, Breno Dantas Santos¹, Felipe dos santos Pitta¹, Juliana Sanches da Silva¹, Marcos bruno Santana¹, Karina Sampaio de Lima¹, Deovaldo de Moraes Júnior² e Vitor da Silva Rosa²

Instituição: Universidade Santa Cecília

Endereço Completo da Instituição: Rua Oswaldo Cruz, 277 – Boqueirão – Santos/SP E-mail para correspondência: <u>murilolucindo@gmail.com</u>

1 - Graduandos; 2 - Orientadores.

RESUMO: A potência consumida e o tempo de mistura são os principais parâmetros de projeto em tanques com impulsores mecânicos, os quais podem ser usados como reatores químicos. A literatura não possui muitas informações sobre o tempo de mistura com chicanas padrões e, praticamente, sem informações em condições não padronizadas. O estudo teve por objetivo avaliar experimentalmente o tempo de mistura na agitação de água em tanque com impulsores mecânicos equipado com uma chicana padrão e uma chicana modificada. A unidade experimental possuía um tanque com volume 10 litros, 1 motor elétrico com potência de 1 HP, impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°, impulsor radial tipo turbina Rushton, 1 chicana padrão Rushton e 1 chicana modificada com orifícios. O tempo de mistura foi determinado experimentalmente, em função do tipo de impulsor e do tipo de chicana, através do equilíbrio térmico após adição de água quente. Com os resultados obtidos geraram-se funções de potência para predição do tempo de mistura com Reynolds entre 10000 e 100000. Concluiu-se que a melhor condição para um tanque industrial com condições similares a do estudo ocorre com o uso da chicana modificada e do impulsor radial, fornecendo os menores tempos de mistura.

Palavras-Chave: Tanque com agitação; Tempo de mistura; Chicana modificada;

ABSTRACT: The power consumption and the mixing time are the main design parameters in tanks with mechanical impellers, which can be used as chemical reactors. The literature does not have much information on the time of mixing with standard baffles and, practically, without information in nonstandard conditions. The aim of the study was to evaluate the mixing time in the tank water shaking with mechanical impellers equipped with a standard baffle and a modified baffle. The experimental unit had a tank with a 10-liter volume, an electric motor with a power of 1 HP, axial impeller with 4 inclined blades at 45 °, Rushton turbine type radial impeller, a Rushton standard baffle and a modified chicanery with holes. The mixing time was determined experimentally, according to the type of impeller and the type of baffle, through the thermal equilibrium after addition of hot water. With the results obtained power functions were generated to predict the time of mixing with Reynolds between 10000 and 100000. It was concluded that the best condition for an industrial tank with similar conditions to the study occurs with the use of modified baffle and impeller radial, providing the shortest mixing times.

Keywords: Agitation tanks; Mixing time; Modified Baffle;

INTRODUÇÃO

Os tanques com impulsores mecânicos são equipamentos largamente utilizados nas indústrias químicas, petroquímicas, farmacêuticas e alimentícias como reatores químicos, flotadores, extratores, trocadores de calor, diluidores, concentradores e decantadores (Rosa, et. al. 2017).

Em tanques com agitação e mistura, o projeto dessas unidades depende do tipo de aplicação ao quais os tanques serão submetidos como as supracitadas, no entanto, há dois parâmetros comuns em praticamente todas as aplicações: a) consumo de potência pelo impulsor mecânico e b) Tempo de mistura.

A determinação do consumo de potência é imprescindível para o dimensionamento do motor elétrico que seja capaz de realizar a mistura nas condições exigidas no projeto. O tempo de mistura é um parâmetro que quantifica a qualidade da mistura de tal modo que quanto menor for esse tempo, mais rápido será a homogeneização das fases presentes durante a agitação (Paul e Antiemo-Ubeng, 2004).



O projeto de um tanque com agitação e mistura deve conciliar o melhor tempo de mistura com o menor consumo possível de potência pelo impulsor mecânico. Todavia, determinar de forma satisfatória o tempo de mistura depende de equações que não podem ser obtidas de forma analítica devido a complexa geometria do tanque, das propriedades físicas do fluido, do tipo de impulsor mecânico e da reologia do fluido em agitação (newtoniano e não-newtoniano).

Prochazka e Landau (1961) propuseram uma expressão para o tempo de mistura em tanques equipados com impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas, como apresentado na Eq. 1.

 $NT_M = 0.905(D_a/D_t)^{2.57} \cdot log(X_0/X_c)$ (1)

Sendo N a rotação do impulsor mecânico, Da o diâmetro do impulsor, Dt o diâmetro interno do tanque, X_0 um valor inicial para o grau de não homogeneização (o qual varia entre 1 e 3, sendo recomendado o melhor valor como 2) e X_c uma média integral do valor final do grau de não homogeneização (sendo função da concentração inicial e concentração final após a homogeneização), o qual é 0,05 para a maioria das configurações.

A Eq 2 apresenta a expressão para o impulsor axial com pás inclinadas.

$$NT_M = 2,02(D_a/D_t)^{2,20}.log(X_0/X_c)$$
 (2)

Uhl e Gray (1966) apresentaram uma expressão (Eq. 3) mais prática para estimativa do tempo de mistura como função apenas do número de Reynolds para diversas configurações.

$$NT_M = KRe^a = K \frac{ND_a^2 \rho}{\mu} \quad (3)$$

Com K e a sendo parâmetros obtidos experimentalmente em função do tipo do tanque, do tipo de impulsor mecânico e da presença ou não de chicanas. A Figura 1 apresenta as curvas do número de potência para alguns impulsores mecânicos a partir da Eq. 3.



Figura 1 - Tempo de mistura em função do número de Reynolds (McCabe, Smith e Harriot, 2005)

Fasano et. al. (1974) determinaram uma expressão para o tempo de mistura em condições turbulentas (Reynolds acima de 10000) e em tanques com chicanas padronizadas por Rushton, Costich e Everett (1950), como apresentado na Equação 4.

$$T_M = \frac{4,065}{aN(\frac{Da}{Dt})^{b(\frac{Dt}{H})^{0.5}}}$$
(4)

As constantes a e b foram determinadas experimentalmente para diferentes tipos de impulsores. As constantes são válidas para as seguintes hipóteses: a) os fluidos que serão misturados devem ser newtonianos e com pouca variação entre a sua viscosidade e a sua massa específica, b) O volume de fluido a ser inserido no tanque não deve ser mais que 5% do volume útil do tanque e c) O tanque deve estar agitado durante a inserção dos fluidos. Na Tabela 1 estão apresentados os valores das constantes a e b para o impulsor radial com 6 pás planas e impulsor axial com 4 pás inclinadas a 45°.



Tabela 1 - Constant	es a e b para a Eq. 4.
---------------------	------------------------

Tipo de impulsor	а	b
Radial com 6 pás planas	1,06	2,17
Axial com 4 pás inclinadas a 45°	1,01	2,30

As chicanas são imprescindíveis durante a agitação, pois evitam a formação de vórtices, os quais aumentam de forma expressiva os valores do tempo de mistura, tornando a homogeneização das fases mais lenta (Tatterson, 2001).

Industrialmente, grande parte dos custos do projeto de uma unidade de agitação está na compra de materiais, os quais geralmente são vendidos por peso. Os tanques industriais possuem volumes entre 100 m³ até 2000 m³, de modo que seus acessórios vão seguir a mesma proporção. Há falta de estudos na literatura corrente sobre possíveis modificações na unidade de agitação, como nas chicanas e verificar o impacto em variáveis como o tempo de mistura e o consumo de potência.

Deste modo, este artigo teve por objetivo modificar uma chicana padrão inserindo orifícios ao longo do seu perfil axial e analisou o tempo de mistura em função do tipo de impulsor mecânico agitação de água. O trabalho também comparou o tempo de mistura obtido com a chicana modificada com os determinados experimentalmente com a chicana padrão.

METODOLOGIA

A unidade experimental, localizada no laboratório de operações unitárias da Universidade Santa Cecília, está apresentada na Figura 2.



Figura 2 - Foto da unidade. (a) Banho Termostático; (b) Estrutura metálica para sustentação do equipamento; (c) Cooler para resfriamento do impulsor; (d) Suporte para encaixe de impulsor; (e) Tanque cilíndrico com volume de 10 litros; (f) Motor elétrico em balanço sobre rolamentos com potência de 1 hp; (g) Potenciômetro

A unidade experimental consistiu basicamente de um tanque em acrílico com volume útil de 10 litros, um motor elétrico com potência de 1 hp em balanço sobre rolamentos, um banho termostático e 1 serpentina espiral de cobre (colocada no fundo do tanque) para manter a temperatura do fluido constante durante os ensaios.

Os impulsores mecânicos utilizados no estudo foram um axial com 4 pás inclinadas a 45° (Figura 3a) e um impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas (Figura 3b).



(b)

(a)

Figura 3 - (a) Impulsor axial com 4 pás inclinadas; (b) Impulsor radial tipo turbina com 6 pás planas

Na Figura 4a está apresentada a chicana padrão utilizada e na Figura 4b a chicana modificada no presente estudo.



(a) (b) Figura 4 - (a) Chicana padrão; (b) Chicana modificada

Na literatura corrente não há equações para definir o diâmetro dos orifícios e a quantidade dos mesmos na chicana modificada. Desse modo, foi proposta três equações a partir da padronização de Rushton, Costich e Everett (1950): (a) diâmetro dos orifícios (Eq. 5), (b) número de orifícios (Eq. 6) e (c) distância entre os centros de simetria dos orifícios (Eq. 7).

$$\phi = \frac{1}{3}J \quad (5)$$
$$N_o = \frac{H}{2\phi} \quad (6)$$
$$D_o = \frac{2}{3}J \quad (7)$$

Sendo ϕ o diâmetro dos orifícios, N_o o número de orifícios, D_o a distância entre os centros de simetria dos orifícios, J a largura das chicanas e H a altura do nível de líquido. No presente estudo, foram utilizadas 4 chicanas colocadas de forma diametralmente opostas entre si contendo 15 orifícios por chicana, com cada orifício tendo 8 mm e distância entre centros de 16 mm. O fluido utilizado nos experimentos foi água destilada, sendo que na Tabela 1 estão apresentadas as suas propriedades físicas.



Tabela 1. Pr	opriedades	físicas da	í água	(Rosa, et.	al.,	2017)
--------------	------------	------------	--------	------------	------	-------

Propriedade física	Polinômio	<i>Range</i> para <i>T</i> (°C)
μ (Pa.s)	$\mu(T_m) = 1.5. 10^{-3} e^{-0.02T_m}$	10 - 90
$c_p \left(J/kg^{\circ}C \right)$	$c_p(T_m) = 1.10^{-5}T_m^2 - 7.10^{-4}T_m + 4190$	10 - 90
$ ho (kg/m^3)$	$\rho(T_m) = -3.2.10^{-3} T_m^2 - 1.8.10^{-1} T_m + 1000.2$	10 - 90

Na Tabela 2 estão apresentadas os valores das principais dimensões do tanque: diâmetro do tanque (Dt), diâmetro do impulsor (Da), largura da chicana (J), altura do nível de líquido (H), largura da pá do impulsor (W) e distância do impulsor ao fundo do tanque (E).

Parâmetros	Dimensão (mm)	Relações dimensionais
D_t	233,7	$D_t/D_t = 1,0$
Н	233,7	$D_{t}/H = 1,0$
D_a	77,9	$D_a = Dt/3$
J	23,37	$J = D_t / 10$
W	15,58	$W = D_a / 5$
E	77,9	$E = D_a$

Tabela 2. Valores das dimensões geométricas do tanque

Procedimento experimental

Inicialmente foi colocada água no interior do tanque e com o auxílio da serpentina em espiral e do banho termostático a temperatura da água foi mantida constante em 20°C em todos os ensaios.

Foram realizados 10 experimentos por impulsor mecânico variando-se a rotação do impulsor entre 150 rpm a 1050 rpm, totalizando 20 experimentos com a chicana padrão. Analogamente, repetiram-se os mesmos experimentos com a chicana modificada. Visando minimizar os erros experimentais, todos os ensaios foram realizados em triplicata, com um total de 120 experimentos.

Em cada ensaio, o tempo de mistura foi medido de forma experimental do seguinte modo: com o tanque preenchido de água a 20°C, de forma simultânea, em um recipiente externo colocou-se 500 ml de água, a qual foi aquecida até 98°C. Nesse momento, com a rotação ajustada por um tacômetro, despejou-se a água quente no tanque e com um termopar tipo J (colocado em uma posição oposta da alimentação da água quente) foi medido o tempo, com o auxílio de cronômetros, até a massa de fluido no tanque alcançar um novo degrau de estabilização térmica.

Quando a temperatura permaneceu com praticamente 99% sem variação, esse ponto era o tempo de mistura experimental.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Tabela 3 apresenta alguns dos resultados obtidos nos ensaios para a determinação experimental do tempo de mistura com o impulsor axial, com a chicana padrão e chicana modificada. Analogamente, na Tabela 4, está parte dos os resultados dos ensaios com o impulsor radial.



Tabela 3 – Resultados da medi	ção experimental do ten	npo de mistura – Im	pulsor axial
-------------------------------	-------------------------	---------------------	--------------

Chicana padrão		Chicana modificada	
Reynolds	Tempo de mistura (s)	Reynolds	Tempo de mistura (s)
15674,25	34,09	13528,62	49,18
27010,18	12,59	22796,26	19,88
35556,86	12,945	31957,38	9,31
46851,99	9,55	43568,54	9,075
56907,23	14,665	54540,60292	5,04
64641,63	9,465	65292,9167	8,92
77172,89	10,82	75419,42748	5,195
86459,25	10,6	83871,23729	5,285
93857,77	7,6	96511,30126	6,41
111899,32	7	107376,812	5,81

Tabela 4 - Resultados da medição experimental do tempo de mistura - Impulsor radial

(Chicana padrão	Chic	ana modificada
Reynolds	Tempo de mistura (s)	Reynolds	Tempo de mistura (s)
12458,68393	23,745	12770,53497	18,63
20972,11796	13,64	22683,72204	12,24
32081,11113	11,2	33563,15801	5,23
43577,52039	9,015	43191,40283	5,17
53805,98483	10,6	54404,55549	3,67
63927,90277	7,425	63929,82478	5,97
75115,28575	9,8	75330,64353	5,43
83888,47183	8,7	87583,85994	3,27
97796,97259	6,825	96960,23424	3,67
111234,1388	6,635	110443,0548	4,91

Os resultados apresentados nas Tabelas 3 e 4 foram utilizados para a proposta de um modelo para a predição do tempo de mistura nas 4 situações estudadas. O modelo proposto está apresentado na Equação 8.

 $T_m = KRe^a \tag{8}$

A Equação 8 é uma função de potência que geralmente possui um bom ajuste de dados experimentais em processos envolvendo agitação e mistura (Rosa, 2017). Na Tabela 5 estão apresentados os valores da constante K e expoente a obtidos através da regressão múltipla linear para as 4 condições estudadas.

	Constante K	Expoente a	R ²
Chicana padrão -	9258,073	-0,61	0,73
Impulsor Axial			
Chicana modificada –	343000	-0,97	0,82
Impulsor axial			
Chicana padrão –	2202,67	-0,50	0,86
Impulsor radial			
Chicana modificada -	9769,29	-0,69	0,74
Impulsor radial			

Tabela 5 – Constante K e expoente a da Eq. 8.



Observou-se que os modelos possuem um ajuste satisfatório na predição dos dados experimentais com um coeficiente de determinação (r²) variando entre 0,73 e 0,86 com Reynolds na faixa de 10000 a 1000000. Na Figura 5 foi realizada uma comparação do tempo de mistura em função do tipo de chicana com o impulsor axial e de forma análoga, na Figura 6, com o impulsor radial.



Figura 5. Comparação do tempo de mistura entre chicanas - Impulsor axial



Figura 6. Comparação do tempo de mistura entre chicanas - Impulsor radial

Notou-se na Figura 5 que o tempo de mistura diminui em média 75% com o uso da chicana modificada. Em relação ao impulsor radial, conforme apresentado na Figura 6, a diminuição do tempo de mistura é de 100%. Provavelmente, devido a chicana modificada possuir orifícios, há a presença de mais zonas de recirculação, o que favorece a qualidade da mistura. Analisando apenas a variável tipo de chicana, o engenheiro deve escolher a chicana modificada em virtude do baixo tempo de mistura e também pela mesma possuir menor massa, diminuindo assim o custo do processo.

Na Figura 7 foi comparado o tempo de mistura entre os impulsores axial e radial com a chicana padrão e, na Figura 8, analogamente a comparação entre os impulsores com a chicana modificada.



Figura 7. Comparação do tempo de mistura entre impulsores – Chicana padrão



Figura 8. Comparação do tempo de mistura entre impulsores - Chicana modificada

Em relação aos impulsores, conforme observado nas Figuras 7 e 8, o impulsor radial fornece os menores tempo de mistura quando comparado com o impulsor axial, independentemente do tipo de chicana. Isso ocorre devido a intensa turbulência gerada pelo impulsor radial.

De forma prática, o engenheiro deve optar pelo projeto com a chicana modificada conforme discutido e utilizar o impulsor radial. No entanto, se o processo não demandar um tempo de mistura muito baixo, o engenheiro pode optar pelo impulsor axial, pois o mesmo consome menos potência do motor elétrico.

CONCLUSÃO

O presente estudo permitiu concluir que:

 Observou-se que o modelo proposto por Fasano não possuiu um ajuste satisfatório aos dados observados, portanto, não sendo indicado para estimativa do tempo de mistura em tanques com as condições estudadas no presente estudo;



- O modelo proposto no presente estudo, baseado em uma função de potência, possuiu um ajuste aos dados experimentais de forma satisfatória com valor de R² entre 0,73 e 0,86 para os impulsores axiais e radiais e com as chicanas padrão e modificadas;
- c. As equações propostas são válidas para agitação e mistura com Reynolds entre 10000 e 100000 com água;
- d. Comparando o tempo de mistura entre as chicanas padrão e modificada, foi observado que o impulsor radial fornece tempos de mistura 100% menor que os fornecidos pelo impulsor axial;
- e. Em relação ao tipo de impulsor mecânico, os menores tempos de mistura foram encontrados com a chicana modificada;
- f. Portanto, o engenheiro ao projetar uma unidade de agitação similar as condições estudadas, deve escolher a chicana modificada em virtude dos baixos tempo de mistura e por possuir uma massa menor que a versão padrão, diminuindo os custos do processo. O impulsor a ser escolhido deve ser o radial. Caso o processo não demande um tempo de mistura muito baixo, ele pode optar pelo uso do impulsor axial, o qual consome menos energia durante a agitação.

REFERÊNCIAS

- Fasano, J.B., A. Bakker, and W.R. Penny, "Advanced Impeller Geometry Boosts Liquid Agitation", Chem Eng., Vol.10, No. 8, Aug 1974.
- Ludwig, E.E. "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants." Vol.1, 4° Ed. Houston; Gulf Publishing Company, 1995.
- McCABE, W.L., SMITH, J.C., HARRIOT, P., "Unit Operations of Chemical Engineering", 7° Ed, United States of America, McGraw-Hill, 2005.
- MORAES JUNIOR, D., MORAES, M.S., "Laboratório de Operações Unitárias I", 1º Ed., Brasil, Edição do Autor, 2011.
- Paul, E. L., e Atiemo-Ubeng, S. M., "Handbook of mixing", 1ª Ed., Wiley-Interscience, 2004;
- Prochazka, J. and Landau, J. Collect Czech. Chem. Commun., 26, p. 2961, 1961;
- Rosa, V.S., Taqueda, M. E. S., Paiva, J. L., Moraes, M. S., Moraes Júnior, D. "Nusselt's correlations in agitated tanks using the spiral coil with Rushton turbine and PBT 45° impeller. Comparison with tanks containing vertical tube baffles." Applied Thermal Engineering, 110, p. 1331-1342, 2017;
- Rosa, V.S. "Transferência de calor e scale-up de tanques com impulsores mecânicos em operação com fluidos não-newtonianos." Tese de doutorado, Universidade de São Paulo, 2017.
- Rushton, J.H., Costich, E.W., Everett, H.J., "Power Characteristics of Mixing Impellers." *Chemical Engineering Process*, 46(8), 1950.
- Tatterson, G.B., "Fluid Mixing and Gas Dispersion in Agitated Tanks", McGraw-Hill Book Co, 1991.
- Uhl, V. W. and J. B. Gray., "Mixing Theory and Practice", 1, Academic press, New York, 1966;

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise





() Projeto de Máquinas(X) Termo ciências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

VISUALIZAÇÃO DE ESCOAMENTOS EM TORNO DE UM CILINDRO DE BASE QUADRADA A BAIXO NÚMERO DE REYNOLDS

Leonardo Mendes de Souza, Fernando Augusto Alves Mendes, Augusto Salomão Bornschlegell Universidade Federal da Grande Dourados, FAEN Endereço Rodovia Dourados - Itahum, Km 12 - Cidade Universitaria, Cx. Postal 364 - CEP 79804-970 leonardomendes3@hotmail.com, fernandomendes@ufgd.edu.br, augustosalomao@ufgd.edu.br.

RESUMO: Tem-se como escopo do presente trabalho o estudo de diferentes técnicas de visualização de escoamento, e emprego da técnica que melhor suprir as necessidades do estudo, para a compreensão dos mecanismos físicos envolvidos no escoamento de ar em torno de perfis, mais especificamente, um cilindro de base quadrada. Logo, o foco do estudo se restringe a técnicas de visualização cujo fluido de trabalho seja o ar. Isto traz diferentes desafios para a visualização do escoamento, visto que o ar é um fluido transparente e de baixa densidade. Dentre as técnicas almejadas, tem-se a visualização do escoamento com a utilização de fumaça (traçador), como a principal abordada, visto que foi a melhor técnica de visualização obtida. Este traçador permite avaliar a geração, desenvolvimento, interações e dissipação de estruturas turbilhonares que caracterizam o escoamento.

Palavras-Chave: cilindro de base quadrada, visualização de escoamentos, corpo rombudo

ABSTRACT: The scope of this work is to study different flow visualization techniques, and to use the technique that best meets suits the current study, to understand the physical mechanisms involved in air flow around profiles, more specifically, a square cylinder. Therefore, the focus of the study is restricted to visualization techniques whose working fluid is air. This brings different challenges for flow visualization, since the air is a transparent and low-density fluid. Among the techniques sought, we have the flow visualization with the use of smoke (tracer), as the main approach, since it was the best technique for the present study. This tracer allows to evaluate the generation, development, interactions and dissipation of swirling structures that characterize the flow.

Keywords: Square cylinders, flow visualization, bluff bodies

INTRODUÇÃO

Quando há movimento relativo entre um sólido e um fluido é formada uma região perturbada próxima ao sólido. Esta região pode variar em função de vários fatores, como por exemplo, a velocidade relativa entre o fluido e o sólido, o formato e posição do sólido, a direção em que o movimento ocorre, as propriedades do fluido e características do sólido, além de perturbações externas (Zdravkovich 1997). Esta região perturbada é classificada em diferentes zonas e etapas que variam de acordo com a intensidade da perturbação no escoamento que é por sua vez classificada pelo Número de Reynolds.

O estudo desta zona perturbada, na mecânica dos fluidos, é amplamente estudado, porém, o estudo empírico se mostra um dos mais importantes, por evidenciar o fenômeno estudado, além da complexidade e randomicidade presente, que muitas vezes não pode ser fielmente representada por simulações, visto que, estes fenômenos são muito sensíveis. A utilização de equipamentos e técnicas coerentes são essenciais para uma obtenção confiável de dados, além de obter uma boa visualização dos fenômenos que se pretende alcançar. O controle dos fatores influenciadores e a confiabilidade dos equipamentos utilizados são de extrema importância, porém quando se trata de visualização, o emprego correto de técnicas é o fator chave que garante um bom estudo.

Assim, a visualização de escoamentos em túnel de vento com baixo Número de Reynolds, fornece um bom início para os estudantes que tenham interesse nessa área, por não exigir equipamentos muito complexos ou de alto custo, além da sua fenomenologia ser facilmente observável.

METODOLOGIA

1 Material e métodos

A visualização de escoamento de ar em torno de corpos rombudos necessita basicamente de 4 tipos principais de equipamentos, o corpo de prova em si, o túnel de vento, um elemento traçador e equipamento fotográfico para registro.

1.1 Corpo de prova



Como corpo de prova, foi construído um cilindro de base quadrada de dimensões, 52 mm x 52 mm x 461 mm, feito em acrílico (para facilitar a passagem de luz assim evitando sombras), com adaptações para ser compatível com o túnel de vento utilizado Fig. (1).



Figura 1. Corpo de prova em acrílico

1.2. Túnel de vento

Na visualização foi utilizado um túnel subsônico horizontal AA-TVSH1 (adaptado), fabricante Aerocool Tecnologia Ltda. Fig. (2), seguindo o seguinte princípio de montagem Fig. (3).



Figura 2. Túnel de vento com adaptações



Figura 3. Princípio esquemático da montagem do túnel

Algumas alterações foram realizadas no equipamento. A primeira consistiu em fabricar a tampa superior da seção de teste em acrílico, para permitir a passagem de luz e melhorar a visualização Fig. (4), visto que a anterior era fabricada em madeira, bloqueando a passagem de luz. A outra alteração consistiu em tampar a saída do túnel permitindo a passagem de ar apenas por um *fan* eletrônico de 120 mm, que por sua vez foi controlado por um potenciômetro para obter diferentes velocidades de operação. Esta segunda alteração foi realizada a fim de se obter velocidades médias na secção de teste suficientemente baixas para que o escoamento tivesse o Número de Reynolds o mais baixo possível e ainda assim manter a qualidade da visualização.



Figura 4. Adaptação em acrílico da secção de testes

1.3 Traçador

Como elemento traçador foi utilizada a fumaça. Ela foi produzida por uma máquina de fumaça de 600 W, *fog machine*, a base de glicerina. Devido as velocidades muito baixas em que foram feitas as visualizações, a inserção de fumaça no túnel foi realizada seguindo algumas etapas, posteriormente citadas, para que assim ela não atingisse o corpo de prova com perturbações.

1.4 Equipamento fotográfico

Para obtenção das imagens com uma boa qualidade foi utilizado uma máquina fotográfica profissional além equipamento fotográfico, com tripés, flashes, disparador Fig. (5). A câmara foi do modelo Canon 6D com a lente fixa macro 100 mm f/2.8. Também se teve o cuidado de realizar toda a visualização durante a noite, para minimizar a iluminação exterior e garantir imagens sem reflexos.



Figura 5. Montagem do equipamento fotográfico

2 Procedimento experimental

A visualização de escoamento em torno do cilindro de base quadrada, especificamente em ar, permite a visualização e compreensão de fenômenos que normalmente só são tratados em literaturas especificas ao assunto. As velocidades de escoamento utilizadas foram escolhidas afim de manter o escoamento no regime laminar e posteriormente ir aumentando gradativamente o Número de Reynolds, para assim visualizar suas mudanças.

2.1 Injeção do traçador e controle de velocidades

Um dos grandes desafios em executar a visualização de escoamento com o fluido sendo o ar é, conciliar o elemento traçador com velocidades baixas.

Para alcançar velocidades suficientemente baixas, a adaptação com um *fan* na saída do túnel, já citada acima, foi necessária. Para obter um controle preciso da velocidade do escoamento um circuito de controle foi elaborado Fig. (6).



Figura 6. (a) Circuito de controle do fan (b) Esquema do circuito

O circuito foi baseado em controlar a voltagem fornecida no *fan* e mantê-la estável, posteriormente, com ajuda de um anemômetro digital Instrutherm AD-250 as velocidades de 2, 3, 4 e 5 (m/s) foram fixadas na saída do *fan*.

Uma vez que as velocidades baixas foram definidas estas se tornaram um problema para o elemento traçador, já que o gerador de fumaça a expele, na seção convergente do túnel de vento, com uma velocidade superior à do escoamento, perturbando-o. Assim, a alternativa encontrada foi, primeiramente, com o *fan* desligado, toda a seção convergente do túnel foi inundada de fumaça e aguardou-se um período de tempo (aproximadamente 10 minutos), tempo suficiente para que toda a fumaça estivesse se estabilizado e que não houvesse mais perturbações, só então o *fan* poderia ser ligado para iniciar o escoamento.

2.2 Controle da iluminação e aquisição de fotos

Para garantir a qualidade das imagens aquisitivas, alguns fatores relacionados a aquisição das imagens foram tratados como essenciais. A substituição da parte superior da seção de testes, como descrito anteriormente, permitiu uma incidência de luz direcionada na secção de testes e perpendicular à máquina fotográfica. Com a utilização de um equipamento de iluminação fotográfica, atingiu-se a iluminação necessária para obtenção das imagens. Para evitar reflexos na seção de testes provenientes de luzes que não fossem a do sistema de iluminação, comprometendo os resultados, os experimentos foram realizados durante a noite. A utilização do tripé e do disparador remoto evitou que a interferência do operador provocasse o movimento do equipamento durante a aquisição gerando "imagens tremidas".

3 Equações governantes

O regime de escoamento depende principalmente da relação entre as forças inerciais e as forças viscosas do fluido (Çengel, 2015). Essa relação é representada pelo Número de Reynolds Eq. (1), seguida por sua respectiva incerteza(dRe), Eq. (2):

$$Re = \frac{v_{med} \cdot D}{v}$$
(1)
$$dRe = \pm \sqrt{\left(\frac{D}{v} \Delta v_{med}\right)^2 + \left(\frac{v_{med}}{v} \Delta D\right)^2 + \left(-\frac{v_{med} D}{v^2} \Delta v\right)^2}$$
(2)

Onde *Re* (adimensional), V_{med} (*m/s*), *D* (*m*), *v* (m^2/s) representam respectivamente, Número de Reynolds, velocidade média, comprimento característico e viscosidade cinemática do fluido.

Juntamente com o Número de Reynolds, outros parâmetros são considerados governantes em um escoamento Fig. (7), sendo eles: (a) intensidade turbulenta, (b) rugosidade relativa (k/D), (c) razão de bloqueio (D/B), (d) proximidade de parede (G/D), (e) razão de aspecto (L/D), (f) extremidade livre (H/D), (g) oscilação transversal ($2A_T/D$) e (h) oscilação paralela ($2A_L/D$). Todos são valores adimensionais.



Figura 7. Parâmetros governantes (Baseado no Zdravkovich, 1997)

As velocidades na secção de testes foram obtidas utilizando-se da equação da conservação de massa, relacionando a vazão volumétrica na saída do *fan* com a área transversal da secção de testes Eq. (3) e posteriormente foi calculada suas respectivas incertezas Eq (4).

$$v_{s} = \frac{v_{F} \cdot A_{F}}{A_{s}} \qquad (3)$$

$$dv_{s} = \sqrt{\left(\frac{A_{F}}{A_{s}} \Delta v_{F}\right)^{2} + \left(\frac{v_{F}}{A_{s}} \Delta A_{F}\right)^{2} + \left(-\frac{A_{F} \cdot v_{F}}{A_{s}^{2}} \Delta A_{s}\right)^{2}} \qquad (4)$$

Onde, $v_s (m/s)$, $A_s (m^2)$, $v_F (m/s)$ e $A_F (m^2)$ representam respectivamente, a velocidade média de escoamento e área de secção transversal da secção de testes do túnel de vento e a velocidade média de escoamento e área de sucção do FAN. O valor de viscosidade cinemática do ar para a temperatura ambiente de 12 °C é de 14,39x10⁻⁶ (m^2/s).

Com as equações anteriores e os valores conhecidos é possível calcular as velocidades do escoamento na secção de testes do túnel de vento e seus respectivos Números de Reynolds Tab. (1).

Velocidade no <i>fan</i> (m/s)	Velocidade na área de testes (m/s)	Re (adimensional)
2,0±0,1	8,14E-02±0,004	347±19
3,0±0,1	1,22E-01±0,004	521±20
4,0±0,1	1,63E-01±0,004	695±22
5,0±0,1	2,04E-01±0,005	868±25

Tabela 1. Número de Reynolds e velocidade de escoamento

A incerteza utilizada para a área transversal da secção de testes, medidas do cilindro, área de sucção do *fan* e viscosidade cinemática do fluido foi de $\pm 1\%$ do valor nominal, já para a velocidade de saída do *fan*, foi de $\pm 0,1$ (*m/s*) considerando a incerteza do anemômetro.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Inicialmente, após todos os procedimentos de pré-visualizações serem concluídos, a velocidade de 2 (m/s) foi testada, alcançando um Número de Reynolds de 347±19, ao todo foram realizadas 3 tomadas de fotos e algumas fotos, que representam melhor o regime de escoamento, foram escolhidas Fig. (8) e Fig. (9).





Figura 8. Escoamento com Re = 347 ± 19





Alguns aspectos comuns ao regime de escoamento nessa faixa de Reynolds podem ser visualizados, na Fig. (8) pode-se visualizar o descolamento da camada limite imediatamente nos cantos vivos do corpo de prova. Também é visível os limites entre a região de fluxo acelerado e a esteira. Na Fig. (9) se torna mais evidente o desprendimento de estruturas turbilhonares contra rotativas de tamanho aproximado ao do corpo de prova, como mencionado em (Ribeiro, 2002) O mesmo procedimento foi adotado para as tomadas de fotos seguintes. Com um Número de Reynolds de 521 ± 20 os fenômenos observados não se diferenciaram muito, porém, é possível observar uma zona de recirculação à jusante do escoamento mais aparente Fig. (10), e uma esteira levemente alongada em relação ao Re = 347 ± 19 .

Na Fig. (11) se torna ainda mais aparente o fenômeno de desprendimento de estruturas turbilhonares contra rotativas, elas se mostram alinhadas de forma alternada ao eixo central. Também é possível notar a semelhança no tamanho das estruturas turbilhonares em relação ao corpo de prova.



Figura 10. Escoamento a $Re = 521\pm20$



Figura 11. Escoamento a $Re = 521 \pm 20$

Seguindo os processos anteriores, agora com um Número de Reynolds de 695±22 Fig. (12) é notada uma disposição alternada das estruturas turbilhonares contra rotativas de forma bem visível e se tem uma zona de recirculação bem definida.



Figura 12. Escoamento a $Re = 695\pm22$

Como última velocidade testada temos um Número de Reynolds de 868±25 Fig. (13), novamente os fenômenos observados anteriormente são vistos, tem-se o desprendimento de estruturas turbilhonares contra rotativas e uma zona de recirculação bem aparente.



Figura 13. Escoamento a $Re = 868 \pm 25$



Poucas diferenças são notadas nos escoamentos para os Números de Reynolds avaliados, uma vez que a faixa de Reynolds trabalhada foi muito estreita. Assim as características principais encontradas no regime de escoamento se mantêm. Porém, para cada velocidade, algumas características se destacaram mais do que outras, fazendo com que a união de toda faixa de Número de Reynolds mostrasse melhor os fenômenos para o regime laminar de escoamento.

CONCLUSÃO

Conforme os resultados obtidos, o experimento de visualização de escoamento de ar em torno de um cilindro de base quadrada se mostrou capaz de gerar conteúdo suficiente para avaliar a geração, interação e dissipação de estruturas turbilhonares, efeitos próprios de corpos de prova com cantos, como o descolamento imediato da camada limite e a zona de circulação bem definida. Além de fornecer dados, armazenados em computador, que serviram e ainda virão por servir em estudos posteriores. Os desafios encontrados serviram para, além de um estimulo para encontrar técnicas de visualização que funcionassem, mas também avaliar a eficácia deste método de visualização para este escoamento específico. As adaptações realizadas acabaram aprimorando as técnicas de visualização empregadas, servindo como exemplo para futuras visualizações.

AGRADECIMENTOS

Agradecimento especial ao técnico Evandro, responsável técnico pelo laboratório em que foram realizados os experimentos, pela especial atenção e dedicação destinada ao sucesso deste estudo.

REFERÊNCIAS

Çengel, Yunus A. (fev. de 2015). Mecânica dos Fluidos. Fundamentos e Aplicações. Mc Graw Hill. isbn: 978-858055490-8.

- Ribeiro, P. A. R. (2002). Desprendimento de vórtices e controle em esteira de cilindro por simulação numérica direta. Dissertação (Dissetação em Resursos Hídricos e Saneamento Ambiental) – UFRGS, URL: <u>http://hdl.handle.net/10183/3214</u>
- Zdravkovich, M. M. (1997). Flow around Circular Cylinders; Volume 1. Fundamentals. By M. M. Zdravkovich. Oxford Science Publications, 1997. 672 pp. £120. Em: Journal of Fluid Mechanics 350, 375–378. doi: 10.1017/S0022112097227291.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- ()Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X)Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

VISUALIZAÇÃO DO ESCOAMENTO AO REDOR DE PERFIS DISPOSTOS EM TANDEM EM TÚNEL HIDRODINAMICO VERTICAL

Fabio Henrique de Paula Bocalon, Douglas Domingues Bueno e Aluísio Viais Pantaleão

Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" Campos de Ilha Solteira Avenida Brasil Sul, 56 - Centro, Ilha Solteira - SP, 15385-000 fhpbocalon@gmail.com

RESUMO: A necessidade de caracterizar a influência de diferentes posições relativas de perfis em *tanden* é devido a fenômenos aerodinâmicos que ainda não são completamente compreendidos, como por exemplo, Moses *et al.* (2005) que reportaram os fenômenos relacionados à *Buffeting*. Desta forma, a influência de uma asa sobre a outra, pode acarretar carregamentos extras na empenagem do avião, possibilitando fenômenos de fadiga que podem levar a danos na aeronave. Assim, tem-se como objetivo do estudo, determinar o comportamento do escoamento em torno de dois perfis aerodinâmicos (NACA 0012) dispostos em *tanden*. Os ensaios foram realizados em túnel hidrodinâmico vertical para diversos valores de número de Reynolds. Os dados coletados foram imagens fotografadas do escoamento. A configuração dos ensaios consistiu em alterar o ângulo de ataque do perfil inferior de -12°, 0° e 12° enquanto o superior ficou angulado em 12° para todos os ensaios. Com as imagens coletadas foi comparado os escoamentos de cada ensaio para determinado número de Reynolds possibilitando concluir de forma qualitativa que existe alterações no escoamento com a mudança da configuração geométrica do ensaio confirmando a teórica distorção do escoamento devido a presença de corpos.

Palavras-Chave: Buffeting, túnel hidrodinâmico vertical, visualização do escoamento

ABSTRACT: The need to characterize the influence of several positions relative of tanden airfoil is due to aerodynamic phenomena that are not yet fully understood, for example, Moses et al. (2005) studied the Buffeting phenomenon. In this way, the influence of one wing on the other, can cause extra loads in the horizontal tail of the airplane, allowing fatigue phenomena that can lead to damages in the aircraft. Therefore, we aim to determine the behavior of the flow around two aerodynamic profiles (NACA 0012) arranged in tandem. The tests were performed in a vertical hydrodynamic tunnel for several Reynolds number values. The collected data were photographed picture of the flow. The configuration of the tests consisted in changing the angle of attack of the lower airfoil of -12° , 0° and 12° while the upper one was angled at 12° for all test. With the collected picture the flow of each test was compared for a certain Reynolds number, allowing a qualitative conclusion that there are changes in the flow with the change of the test geometry, confirming the theoretical distortion of the flow due to the presence of bodies.

Keywords: Buffeting, vertical hydrodynamic tunnel, flow visualization

INTRODUÇÃO

A aerelasticidade é uma área de pesquisa que compreende estudo dos fenômenos que envolvem forças estruturais e aerodinâmicas simultaneamente. Os principais tópicos compreendidos são basicamente, as forças de inercia, elásticas e aerodinâmicas atuando em uma estrutura imersa em movimento em meio fluido. Trata-se uma área multidisciplinar com desafios principais para o setor aeroespacial.

Entre os diversos fenômenos, sendo alguns de natureza catastrófica, destaca-se o estudo das cargas de *buffeting*. Este fenômeno consiste no movimento irregular de parte de uma estrutura, imersa em meio fluido, excitado pelas forças aerodinâmicas oriundas do escoamento. Em particular neste caso, tal escoamento é resultado de desprendimento de vórtices de outra parte da mesma estrutura. O clássico de *buffeting*, é, portanto, visualizado nas empenagens horizontais, pois recebem o escoamento perturbado pelos vórtices desprendidos na asa. Também, Jerkins *et al.* (1969), demonstrou que, como importante frequência de ocorrências históricas tem-se *buffeting* em *canard* de aviões militares.

Contudo, o trabalho compreende a visualização das iterações entre dois perfis NACA 0012 fixados em túnel hidrodinâmico. Os sistemas são considerados rígidos, uma vez que não há mudança na configuração durante o ensaio. O registro dos dados foi através de imagens usando uma câmera fotográfica posicionada fora da seção de ensaios, cujas paredes são de acrílico. Os resultados obtidos foram discutidos de forma qualitativa e comparativa, uma vez que diferentes posições relativas entre os perfis foram ensaiadas.



METODOLOGIA

Utilizados no trabalho de Lindquist (2000), os túneis hidrodinâmicos, além de serem de fácil operação, contam com a vantagem de utilizarem líquido como ferramenta de trabalho, uma vez que a partir disso, consegue-se observar claramente fenômenos que ocorrem no escoamento, como vórtices, linhas de corrente, esteiras, recirculações, etc. Isso é possível graças a utilização dos corantes, os quais nos permitem visualizar com grande facilidade esses fenômenos.

Como mostrado no trabalho (Han & Patel, 1979), escoamentos uniformes com baixa intensidade de turbulência e para pequenos números de Reynolds não são obtidos na grande maioria dos túneis aerodinâmicos, com isso, a utilização de um túnel hidrodinâmico é fator determinante, permitindo a obtenção de imagens de ótima qualidade, conseguindo captar grande parte dos fenômenos envolvidos no escoamento, demonstrado recentemente por Lindquist, (2000).

No trabalho em questão, o túnel hidrodinâmico vertical foi utilizado para entender se existe interferência no escoamento devido a presença de corpos. Foi utilizado dois perfis aerodinâmicos NACA 0012 em tandem, que no decorrer dos ensaios, foram alterados os ângulos de ataque dos mesmos. Nos ensaios, foram empregadas técnicas de visualização de escoamento, que a partir de imagens capturadas com uma câmera fotográfica, conseguiu-se obter dados qualitativos do escoamento entre os perfis estudados.

Materiais e Métodos

O projeto do túnel hidrodinâmico utilizado nos experimentos do trabalho, foi baseado em uma in stalação similar da USAF/WALL (United States Air Force / Wright Aeronautical Laboratories) o qual pertence à Wright-Patterson Air Force Base, localizada em Ohio, Estados Unidos. Esse túnel foi concebido segundo às instalações do TH1, localizado no Laboratoire de Visualisation Hydrodinamique do ONERA (Office National d'Etudes et Recherches Aéroespatiales), em Chantillon, França.

Na Figura 1 a seguir, tem-se a representação esquemática do túnel hidrodinâmico vertical utilizado nos experimentos. A partir dela, tem-se que o túnel é composto de várias partes, as quais serão explicadas a seguir.



Figura 1. Esquema ilustrativo do túnel hidrodinâmico Vertical, Lindquist, (2000)



O túnel, recentemente, descrito por Carvalho, (2003), é composto por um reservatório superior (RS), munido de telas e colmeias (TC), seguido de uma contração (CT) e seção de testes (ST). Para o controle da vazão de água no túnel, dentro da seção de testes, tem-se uma válvula do tipo esfera (V1) e uma válvula do tipo borboleta (V2). Como o volume de água utilizado nos ensaios é elevada, tem-se a tubulação de descarga (TD), a qual conduz o fluido utilizado no ensaio até o reservatório inferior (RI), aonde a água é armazenada. Para encher o reservatório superior do túnel, tem-se uma bomba centrifuga que secciona a água até o reservatório superior através de uma tubulação passando por uma válvula tipo borboleta (V3) que controla a vazão de enchimento do reservatório. Acima do reservatório superior, existe um difusor de descarga (DD), também um dispositivo que quando o túnel está completamente cheio, a água é canalizada para o reservatório inferior, chamado de ladrão.

A seção de testes do túnel, é o local aonde o perfil a ser estudado é fixado. Esta seção é quadrada com dimensões de 146 x 146 mm com os cantos cortados, tendo 500 mm de comprimento. A matriz que compõe a seção é feita de alumínio e possui quatro janelas de acrílico, as quais possibilitam a fixação do perfil e a visualização dos fenômenos a serem estudados. Os cantos internos da seção de testes são ocupados por um prisma transversal quadrado de cantos cortados, o qual se estende em todos os 500 mm comprimento, dando um formato de um quadrado de cantos cortados a seção de testes. Com isso, os prismas se afunilam na direção da jusante da seção, dando a forma de um cone ligeiramente cônico divergente para a seção. Isso tem como objetivo atenuar o crescimento da camada limite sobre as paredes da seção de testes, assim, a área da seção transversal da seção varia de 172 cm² na entrada, e 192,5 cm² na saída. Entretanto, na região aonde os perfis são fixados, a área da seção é aproximadamente 184,6 cm².

Para que seja possível a visualização dos fenômenos do escoamento em torno dos perfis, é utilizado corantes, solução aquosa de pigmento para tinta de PVA à base de água, conforme apresentado por Lindquist, (2000), o qual tem grande poder de tingimento e baixo custo.

Para a injeção do corante, existe um dispositivo de injeção o qual será ilustrado na Fig. (2) a seguir. O dispositivo contém um reservatório pressurizado, ligado, por uma mangueira, a uma agulha que pode ser dobrada em forma de cotovelo. Para o controle da vazão de corante, tem-se uma válvula do tipo agulha, a qual é controlada manualmente.



Figura 2. Ilustração do mecanismo de injeção de corante, Lindquist, (2000)

A agulha de injeção de corante é introduzida na seção de testes através da parede de acrílico da mesma, assim, a agulha pode ser colocada da forma mais apropriada ao ensaio. No presente trabalho, a agulha foi colocada um pouco acima do perfil superior. Para fins de comparação de resultados, tentou-se fazer com que a linha do corante, provinda da ponta da agulha, chegasse ao perfil superior no mesmo ponto em todos os ensaios, ou seja, no bordo de ataque do mesmo.

Para a construção dos perfis utilizados no ensaio, desenhou-se os mesmos em um software de CAD, Fig. (3.a) e com o desenho pronto, foi utilizado uma máquina de Comando Numérico Computadorizado (CNC), para usinagem do modelo. O material escolhido para compor os perfis foi acrílico, por dar um bom acabamento superficial após usinado e pela facilidade de manuseio. As dimensões dos perfis foram de 146 mm de largura, a qual deveria ser a mesma que a dimensão do túnel e corda média aerodinâmica de 66,67 mm. Para a fixação dos perfis na parede do túnel, foi feito um furo de 4 mm de diâmetro, para que fosse colocado uma haste retilínea que fixasse os mesmos e garantisse rigidez nas peças. Por limitação da máquina CNC, os perfis foram divididos em cinco partes de 29,1 mm de comprimento, como mostrado na Fig. (3.b) a seguir.



Figura 3. Perfil NACA 0012 utilizado nos ensaios, (a) desenho do perfil em CAD e (b) perfil usinado

Após a usinagem de todas as partes do perfil, foram montados e polidos, a fim de melhorar a superfície do perfil. A Figura 4 mostra as formas finais dos perfis utilizado.



Figura 4. Perfil NACA 0012 utilizado nos ensaios

Procedimento experimental

O estudo realizado foi dividido em três ensaios, sendo que cada um se caracteriza pela mudança na geometria do perfil inferior no túnel hidrodinâmico, uma vez que o perfil superior ficou com ângulo de ataque fixo.



Figura 5. Ilustração da geometria dos perfis no experimento

Como apresentado na Fig. (5), tem-se que o ângulo alfa e ângulo beta são os ângulos de ataque do perfil superior e do inferior, respectivamente, e h é a distância entre eles.

Para todos os ensaios, o perfil superior teve seu ângulo de ataque, $\alpha = 12^{\circ}$, igualmente com a distância h, a qual não foi alterada. Desta forma, tem-se que no primeiro ensaio, o perfil inferior foi angulado em 0°, isto é, $\beta = 0^{\circ}$ e executado o ensaio colheu-se as imagens para diversos números de Reynolds, Eq.(1). Nos ensaios seguintes, segundo e



terceiro ensaio, o perfil inferior foi angulado em beta igual a -12° e 12°, respectivamente. Analogamente ao ensaio inicial, coletou-se as imagens de cada ângulo de ataque para vários números de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \tag{1}$$

No qual ρ é a massa específica do fluido, V a velocidade do escoamento livre, L a dimensão característica (corda aerodinâmica do perfil) e μ a viscosidade absoluta do fluido de trabalho.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados foram obtidos através de imagens do escoamento para as diferentes configurações de ensaio para vários números de Reynolds. Desta forma, será separado cada ensaio especifico e após isso, uma comparação entre eles.

O primeiro ensaio consistiu em angular o perfil superior com um ângulo de ataque alfa de 12° e o perfil inferior com um ângulo de ataque beta de 0° . Desta forma, segue a Fig. (6) dos dados do escoamento.



Figura 6. Dados coletados com o perfil superior com ângulo de ataque alfa de 12° e inferior com ângulo de ataque beta de 0° para um $R_e = 223$ para (a) e (b), $R_e = 457$ para (c) e (d), $R_e = 1097$ para (e) e (f), $R_e = 2119$ para (g) e (h)

Pela análise das imagens da Fig. (6), pode-se notar que com um número de Reynolds mais baixo, o escoamento é descolado na metade do perfil superior, como visto na Fig. (6.a) e Fig. (6.b). Já analisando as outras imagens, tem-se que a posição de descolamento do escoamento tende a subir, se aproximando do bordo de ataque do perfil superior. Outro fato interessante das imagens é que sendo o perfil utilizado geometricamente simétrico, tem-se que a formação de vórtices ocorre somente para velocidades do escoamento mais altas, como visto nas imagens de (d) até (h). Nas Fig. (6.d) e Fig. (6.f) pode-se observar mais claramente a região da esteira do escoamento e região de baixa pressão no intradorso do perfil superior, devido à presença concentrada de corante.

No segundo ensaio, mudou-se a geometria para que fosse possível uma comparação do escoamento para a mesma faixa de número de Reynolds. Desta forma, o perfil inferior foi angulado com um ângulo de ataque beta de 12°. Com isso, tem-se os seguintes dados dispostos pela Fig. (7).



Figura 7. Dados coletados com o perfil superior com ângulo de ataque alfa de 12° e inferior com ângulo de ataque beta de -12° para um $R_e = 250$ para (a) e (b), $R_e = 493$ para (c) e (d), $R_e = 1335$ para (e) e (f), $R_e = 2259$ para (g) e (h)

Com a análise das imagens da Fig. (7), já se nota certa diferença no escoamento em relação ao ensaio anterior. Neste caso, com um número de Reynolds mais baixo, (a) e (b), nota-se que o descolamento ocorre mais próximo do bordo de ataque do perfil superior, diferentemente do ensaio anterior, no qual o ponto de descolamento era próximo da metade do perfil. Com o aumento da velocidade do escoamento, já é possível observar a formação de vórtices, Fig. (7.c) e Fig. (7.d), entretanto, ainda não se tem vórtices completamente desenvolvidos. Como previsto pela literatura, com o aumento do número de Reynolds, existe maior frequência de vórtices. Pode-se observar na Fig. (7.e) a formação de vórtices de Von Karman.

Analogamente aos ensaios anteriores, no terceiro ensaio alterou-se o ângulo de ataque do perfil interior para 12°, assim tem-se a Fig. (8).



Figura 8. Dados coletados com o perfil superior e inferior com ângulo de ataque alfa e beta de 12° para um $R_e = 326$ para (a) e (b), $R_e = 491$ para (c) e (d), $R_e = 1272$ para (e) e (f), $R_e = 2218$ para (g) e (h)

Analogamente aos ensaios realizados anteriormente, tem-se perturbações no escoamento para um baixo valor de número de Reynolds e com o aumento do mesmo, existe a maior incidência de vórtices. Nota-se que com o perfil inferior angulado desta forma, tem-se vórtices mais desenvolvidos, como visto na Fig. (8.g) e Fig. (8.h). Esse fato pode ser explicado devido a emissão de vórtices por uma linha de corrente provinda do extradorso, o que não ocorreu nas imagens análogas do segundo ensaio.

A fim de melhorar a visualização dos escoamentos para as diferentes configurações de ensaio e assim determinar se realmente houve influência do perfil inferior no escoamento, selecionou-se imagens de cada ensaio, as quais eram semelhantes, a fim de conseguir menos erros na comparação das mesmas. Os critérios utilizados para a seleção das imagens foi o número de Reynolds próximo e os fenômenos que ocorreram nas mesmas.

Desta forma, selecionou-se dentre o arsenal de imagens retiradas do ensaio, algumas poucas que se assemelham na forma do escoamento, com isso, tem-se as Fig. (9), Fig. (10) e Fig. (11).



Figura 9. Análise do escoamento de diferentes ensaios em um número de Reynolds da ordem de 300 para (a) $\beta = 0$; (b) $\beta = -12^{\circ}$ e (c) $\beta = 12^{\circ}$

A partir da Fig. (9), pode-se notar que houve uma diferença na direção da linha de corrente com a variação da geometria do ensaio, isto é, sendo que o meio é incompressível, o fluido sentiu a presença do perfil inferior antes mesmo de chegar até ele. Como o número de Reynolds é baixo, não se consegue ver a formação de vórtices emitidos pelos perfis.

Outro fator a ser comentado, é a posição do descolamento da camada limite no perfil superior, uma vez que na Fig. (9.a), $\beta = 0$, tem-se o descolamento próximo a metade da corda do perfil superior, o qual não ocorre para $\beta = -12^{\circ}$, sendo descolado no começo da corda do perfil, próximo do bordo de ataque do mesmo. Para $\beta = 12^{\circ}$ o fenômeno é semelhante ao ângulo de ataque beta de zero, como visto na primeira imagem, entretanto, nota-se nesse caso, que a falta de corante comprometeu a visualização do descolamento, parecendo que existiu um descolamento duplo, um no bordo de ataque do perfil superior e um próximo a metade da corda do mesmo, os quais se uniram em uma linha de corrente semelhante.



Figura 10. Análise do escoamento de diferentes ensaios em um número de Reynolds da ordem de 1200 para (a) $\beta = 0$; (b) $\beta = -12^{\circ}$ e (c) $\beta = 12^{\circ}$

A parti das imagens da Fig. (10), nota-se que, com o aumento da velocidade do escoamento, existem maiores perturbações no escoamento fazendo assim com que exista a formação de vórtices, os quais são emitidos pelo perfil superior. Tais vórtices são emitidos também pelo fato do perfil superior estar angulado em um ângulo de ataque de 12°.

Posto isso, a partir das imagens, pode-se dizer que a Fig. (10.a) demonstrou emissões de vórtices bem desenvolvidos, uma concentração de corante no intradorso do perfil, o que pode ser explicado pela região de baixa



velocidade. Nas demais imagens, não foi possível observar esse fenômeno de concentração de corante pelo fato de o escoamento ter tomado curso pelo extradorso do perfil superior, o qual também emite vórtices, menos desenvolvidos.

Após a emissão dos vórtices em ambas as configurações, todos partem em direção ao perfil inferior, fazendo com que se choquem no mesmo e se desintegrando.

Um fato curioso apresentado nesse ensaio, foi que na Fig. (10.c) tem-se o descolamento da camada limite no extradorso do perfil superior, bem no começo da corda do mesmo, o que não ocorre desta forma nos demais. Nota-se que na Fig. (10.c), existe pequeno descolamento no bordo de fuga do perfil.



Figura 11. Análise do escoamento de diferentes ensaios em um número de Reynolds da ordem de 1800 para (a) $\beta = 0$; (b) $\beta = -12^{\circ}$ e (c) $\beta = 12^{\circ}$.

Nessa comparação, pode-se ver que os eventos são semelhantes as imagens da Fig. (10), uma vez que a maior diferença da Fig. (11) para a Fig. (10) é o desenvolvimento dos vórtices. Esse fato pode ser explicado pelo aumento da velocidade do escoamento, o qual implica numa maior emissão de vórtices.

Análogo a Fig. (10.b), tem-se que o descolamento da camada limite se deu no extradorso do perfil superior, entretanto, desta vez, tem-se que a linha de corrente é descolada próximo ao bordo de ataque do mesmo e depois é encontrada com o escoamento de saída do bordo de fuga.

CONCLUSÃO

Mesmo sendo um projeto embrionário e buscando dados qualitativos de visualização do escoamento em torno de corpos, conseguiu-se concluir que realmente ocorre modificações no escoamento devido a presença de um objeto seguido de outro, configuração em tandem, antes mesmo do escoamento chegar a atingir o primeiro perfil. Como visto nas imagens, principalmente nas figuras colocadas em paralelo, Fig. (9), Fig. (10) e Fig. (11), nota-se claramente que existem diferencas no escoamento, devido a angulação do perfil inferior, uma vez que para cada ensaio o mesmo teve seu ângulo de ataque alterado. Assim sendo, confirma-se a teórica distorção do escoamento devido a presença de corpos. A melhor imagem que evidencia esse fato são as imagens da Fig. (9), as quais tem um número de Reynolds de 300, nota-se que com o perfil inferior com ângulo de ataque beta igual a zero Fig. (9.a), existe o descolamento da camada limite próximo da metade da corda do perfil superior e após o descolamento, a linha de corrente segue de forma quase reta até chegar no perfil inferior. Na Fig. (9.b), ângulo de ataque beta do perfil inferior de -12°, o comportamento da linha de corrente é diferente, uma vez que ela é descolada num ponto diferente da Fig. (9.a), perto do bordo de ataque do perfil superior, e após isso segue numa trajetória curva até encontrar o perfil inferior, contornando -o. Pode-se dizer que nesse caso, no momento que houve o descolamento, logo após o escoamento sentiu a presença do perfil inferior e teve sua trajetória deslocada. Quanto a Fig. (9.c), no qual as angulações dos perfis são iguais, ângulo de ataque alfa e beta de 12°, existe o descolamento não tão próximo do bordo de ataque do perfil superior, mas também distante da posição de descolamento que ocorreu na Fig. (9.a). Após isso o escoamento desce de forma reta, análogo a Fig. (9.a) até encontrar o perfil inferior e o circundar. Conclui-se também que com o aumento da velocidade de escoamento, aumento do número de Reynolds, existe uma maior perturbação no fluido, o qual tem a maior geração de vórtices. Tem-se também que quanto maior o número de Reynolds, maior é a emissão dos vórtices e maior o desenvolvimento dos mesmos, como vistos nas imagens da Fig. (10), num número de Reynolds médio (1200), tem-se a



existência de vórtices, mas ainda não completamente desenvolvidos. Diferente das imagens da Fig. (11), (R_e = 1800), tem-se a existência de vórtices os quais já são mais desenvolvidos.

AGRADECIMENTOS

A faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, departamento de engenharia mecânica.

REFERÊNCIAS

- Bassan, R. A., 2011, "Visualização experimental de escoamentos no interior de canais munidos de protuberâncias parentais", Dissertação de Mestrado, Unesp Ilha Solteira, Ilha Solteira.
- Carvalho, G. B., 2003, "Estudo experimental do escoamento em torno de cilindros circulares em movimento de rotação, Dissertação de Mestrado, Unesp Ilha Solteira, Ilha Solteira.
- Han, T. & Patel, V.C., 1979, "Flow separation on a spheroid at incidence", Journal of Fluid Mechanics, Vol.92, part 4, pp.643-657.
- Jenkins, J. M., DeAngelis, V. M., Friend, E. L., and Monaghan. R. C.,1969, "Flight measurments of canards loads, canard buffeting, and elevon and wing-tip hing moments on the XB-70 aircraft including comparisons with predictions", Tn d-5359, National Aeronautics and Space Administration NASA.
- Lindquist, C., 2000, "Estudo experimental do escoamento ao redor de cilindros de base quadrada e retangular", Dissertação de Mestrado, Unesp Ilha Solteira, Ilha Solteira.
- Moses, R. W., Pototzky, A. S., Henderson, D. A., Galea, S. C., Manokaran, D. S., Zimcik, D. G, Wickramasinghe, V., Pitt, D. M., Gamble, M. A., 28 Jun.- 1 Jul. 2005, "Controlling Buffet Loads by Rudder and Piezo-Actuation", International Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics 2005, Munich; Germany.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- () Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- (X) Termociências e Mecânica dos Fluidos

Energia



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

AMORTECEDOR GERADOR DE ENERGIA

Emanuel Augusto Morais Ferreira, Erlano Campos Dos Reis, Guilherme Flavio França Costa, Igor Thiago Mendes, Ihago Sérgio de Araújo, Nardele de Paula Oliveira, Ridley Diangeles Vieira eThiago Costa Tavares Morais.

Centro Universitário Una, Sete Lagos- MG

Av. Secretário Divino Padrão, 1.411 - Santo Antônio, Sete Lagoas - MG, 35702-075

 $guto 88093 m @\,gmail.com,\,erlanoc @\,yahoo.com.br,\,gff costa 30 @\,hotmail.com,\,igormendes 3m @\,gmail.com,$

nardeleoliveira@yahoo.com.br, ridleydvieira@gmail.com; thiagocosta21001@outlook.com

RESUMO: Hoje, na busca de redução de custos e maior eficácia na economia de energia, um dos mais famosos sistemas de recuperação de energia é o KERS (Kinetic Energy Recovery System, ou Sistema de Recuperação de Energia Cinética), o qual transforma o movimento do carro em eletricidade. Portanto, este projeto consiste na adaptação de um artefato funcional que simule o princípio de funcionamento de um amortecedor com objetivo de gerar energia elétrica através do movimento oscilatório e para o desenvolvimento, tomaram-se como referência vários artigos científicos e tecnológicos retirados de sites e revistas relacionados a inovações automobilísticas. Para a etapa de execução e montagem do protótipo, foi necessário elaborar desenhos, fabricar algumas peças em um torno mecânico. Na coleta de dados, realizou-se um movimento na haste do amortecedor numa frequência de um ciclo por segundo e utilizou-se um multímetro para registrar a tensão de saída no gerador e no circuito retificador. Portanto, conclui-se então, que o amortecimento regenerativo ainda é uma tecnologia inovadora, porém a forma de construção realizada no desenvolvimento do artefato funcional ainda deve ser melhorada, pois se obteve uma tensão de 185Vrms com uma margem de erro padrão de 25,88V com grau de confiança de 63,34%.

Palavras-chaves: Amortecedor sustentável, Amortecimento regenerativo, Tecnologia inovadora

ABSTRACT: Today, in pursuit of lower costs and greater efficiency in energy savings, one of the most famous energy recovery systems is the KERS (Kinetic Energy Recovery System, or Kinetic Energy Recovery System), which transforms the movement of the car in electricity. Therefore, this project consists in the adaptation of a functional artifact that simulate the operating principle of a shock absorber with the goal of generating electrical energy through the oscillatory movement and to the development, made reference to several articles in scientific and technological knowledge removed from websites and magazines related to automotive innovations. For the execution step and assembling the prototype, it was necessary to elaborate designs, manufacture some parts on a lathe. In data collection, there was a movement in the absorber rod at a frequency of one cycle per second and used a multimeter to record the output voltage of the generator and the rectifier circuit. Therefore, it can be concluded, then, that the regenerative damping is still an innovative technology, but the form of construction performed in the development of the functional artifact should still be improved, because it has a voltage of 185Vrms with a margin of error of 25,88V with confidence level of 63.34%.

Keywords: Sustainable damper, Regenerative damping, Innovative technology

INTRODUÇÃO

A busca de redução de custos e maior eficiência na fabricação de motores híbridos têm ganhado mais espaço no mercado, sendo a líder em economia por possibilitar a utilização de dois tipos de fontes de energia para o funcionamento de um motor. O mais famoso sistema de recuperação de energia é o KERS (Kinetic Energy Recovery System, ou Sistema de Recuperação de Energia Cinética) o qual transforma o movimento cinético do carro e o converte em energia elétrica como na Fórmula 1.

Há dois modos mais conhecidos para se transformar essa energia: por meio do sistema de freios (que transformam as rodas em geradores, nas frenagens ou desacelerações) e por meio da adoção de um volante de inércia, como ocorre nos carrinhos de fricção, que acumula a energia cinética e a converte em elétrica.

Com a utilização do motor hibrido há uma diminuição considerável na emissão dos gases poluentes, como CO (monóxido de carbono), NOx (óxidos de nitrogênio), HC(hidrocarbonetos), CH₄(metano) entre outros, que prejudicam ao meio ambiente e às pessoas em geral. Segundo a revista Veja, de cada dez pessoas, nove respiram o ar poluído, emitidos pelos carros.



Na busca de uma solução na qual converte o movimento linear em energia elétrica, esse projeto consiste na adaptação de um artefato funcional que simule o princípio do funcionamento de um amortecedor, que será composto por um sistema de haste giratória que impulsionará as engrenagens que transferem o torque a um sistema amplificador de giro e que, assim, acionará um gerador que vai converter a energia mecânica em energia elétrica.

Revisão bibliográfica

Sistema massa-mola-amortecedor

Baseando-se na teoria desenvolvida no trabalho Estudo de amortecedores regenerativos por indução, que se baseia na possibilidade teórica de geração de energia elétrica pelos amortecedores automotivos, recentemente (OLIVEIRA, RICARDO VELOZO MARCONDES de,2012), o presente trabalho dá continuidade a esse pressuposto com a finalidade de se verificar, experimentalmente, a viabilidade dessa alternativa ser utilizada como sistema regenerativo para os carros automotivos, de modo a auxiliar sua autonomia e, assim, contribuir com o desenvolvimento sustentável.

Inovações automobilísticas

O que se pressupõe é que estariam ocorrendo mudanças na intensidade do processo de inovação técnica na indústria automobilística. Observou-se que, nos últimos anos, tem havido na indústria automotiva (provavelmente em decorrência da intensificação da concorrência setorial e de uma maior oportunidade tecnológica) uma ampliação dos gastos em P&D e uma crescente incorporação da microeletrônica nos produtos e nos processos produtivos, recentemente (CARVALHO, ENÉAS GONÇALVES de,2008).

Transformação e reaproveitamento de energia

Solbes e Tarín (1998) recentemente detectaram as principais dificuldades relacionadas ao aprendizado do conceito de energia, das quais se pode citar: a energia associada ao movimento, à atividade ou aos processos (causa o produto de um processo); a energia pode ser gasta ou armazenada; não há distinção entre formas e fontes de energia; não há compreensão da transformação, conservação e degradação de energia, características imprescindíveis para o entendimento do princípio da conservação de energia.

Automóveis híbridos, a combustão e elétricos

Os veículos eléctricos híbridos recarregáveis (PHEV) constituem uma possível solução para o problema dos combustíveis fósseis. Com a eletrificação tendencial destes veículos, existe a possibilidade de ligação bidirecional à rede eléctrica com potenciais vantagens, recentemente (REIS, N, 2008).

Dinâmica Veicular

O sistema de suspensão do veículo irá responder às solicitações da superfície ou do piloto, portanto, existem diversos possíveis modelos a serem utilizados para compreender o funcionamento da suspensão. O Modelo de um quarto de veículo e o mais simples deles, o qual se baseia em um sistema massa-mola-amortecedor para estudar a resposta às excitações da pista em uma única roda, desconsiderando o efeito da pista sobre as outras rodas do veículo.

A Figura 1, o mostra o desenho de um modelo com um grau de liberdade, desconsiderando o pneu como um elemento flexível.



Figura1. Modelo com um grau de liberdade

Onde: K: Constante de elasticidade; B: Constante de Amortecimento; M: Massa; F(t):Força externa aplicada a massa M; Y(t): Velocidade do corpo em relação à origem e x: deslocamento do corpo.

Pelo princípio de D'Alembert, o modelo matemático Eq. (1) representativo do sistema é

$$\frac{Mdy}{dt} + By + \frac{1}{\kappa} \left[\int_0^t y(t) dt + x(0) \right] = f \tag{1}$$



Por analogia esse modelo pode ser representando em um circuito elétrico RLC série, Fig.(2).



Figura 2. Circuito RLC série

Modelo matemático Eq.(2) representativo do sistema é:

$$L\frac{d^2q}{dt^2} + R\frac{dq}{dt} + \frac{1}{C}q = \mathbf{Va}$$
⁽²⁾

Onde: L= Indutor (H); R= Resistor (Ω); C= Capacitor (F); q: carga (partícula); Va = Força eletromotriz alternada; $\dot{\omega}_d$ = frequência angular (medida em radianos por segundo).

As condições iniciais serão tomadas como v $(0) = V_0 e i(0) = I_0 e Eq.(3)$ característica resultante, aplicando Laplace

$$Ls^2 + Rs + \frac{1}{C} = 0 \tag{3}$$

E as frequência naturais, Eq.(4) são:

é

$$S_{1,2} = -\frac{R}{2L} \pm \sqrt{(R/2L)^2 - 1/LC}$$
(4)

O circuito RLC série é superamortecido se: $C > 4L/R^2$

O circuito é criticamente amortecido se $C = 4L/R^2$, neste caso, a solução é Eq.(5).

$$S_1 = S_2 = -\frac{R}{2L}$$
 (5)

Finalmente, o circuito é subamortecido se $C < 4L/R^2$, neste caso a frequência de ressonância é $\omega_0 = 1/\sqrt{LC}$ e o coeficiente de amortecimento é $\omega = R/2L$.

Analogamente ao sistema massa-mola, o dispositivo de força eletromotriz alternada garante ao sistema energia necessária para oscilar indefinidamente desde que a energia oferecida pela forçam eletromotriz seja maior ou igual à energia perdida pelo resistor por ciclo.

Amortecedor Viscoso Veicular

No controle de vibrações o amortecedor viscoso é a forma de amortecimento mais comum utilizada. Nesse caso, a quantidade de energia dissipada depende de muitos fatores como o tamanho, frequência e velocidade do corpo em vibração, viscosidade do fluido utilizado (RAO,2004). A sua principal função é controlar e amortecer os movimentos de ação e reação das rodas, diminuído as amplitudes de deslocamento e aceleração da massa suspensa e mantendo o pneu em contado com o solo.

Basicamente existem três tipos de amortecedores hidráulicos Fig.(3): Amortecedor de tubo duplo, que utiliza em sua construção uma válvula na base do amortecedor que serve para controlar a passagem do fluido para a outra câmara, amortecedor mono tubo que utiliza uma emulsão de gás junto com o fluido dentro do cilindro e o amortecedor mono tubo



com êmbolo flutuante com gás pressurizado na parte inferior, isso faz com que a pressão aumente durante o ciclo, recentemente (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).



Figura 3. Construção dos amortecedores hidráulicos de Tubo duplo (a), Mono tubo gás/fluido (b) e Mono tubo com êmbolo flutuante (c)

Circuito Retificador

O circuitos retificadores são conversores estáticos de energia elétrica, existe dois tipos básico, AC em AC e AC em DC, recentemente (CRUZ, EDUADOR; CHOUERI, JR.SALOMÃO, 2007). Indicados na Fig.(4) e na Fig.(5).



Figura 4. Conversor AC em AC



Figura 5. Conversor AC em DC

Quando se deseja aumentar ou reduzir a tensão da rede de alimentação, a conversão da corrente alternada (AC) é feita por meio de transformadores e para conversão de corrente alternada em contínua(DC) pode ser realizada por meio de um o mais diodos retificadores, recentemente (CRUZ, EDUADOR; CHOUERI, JR.SALOMÃO, 2007).

Os circuitos retificadores geralmente são alimentandos por um transformador, são compostos basicamente por diodos e constituem a primeira etapa de uma fonte de alimentação, recentemente (CRUZ, EDUADOR; CHOUERI, JR.SALOMÃO, 2007).

Existes vários circuitos retificados, tais como, retificador de meia onda, onda completa com ponto neutro e retificador de onda completa em ponte Fig.(6).



Figura 6. Retificador de onda completa em ponte


Neste circuito, a polaridade da tensão do secundário do transformador acompanha a polaridade da tensão no primário, no intervalo de tempo em que a Tensão Vs do secundário é positiva, ou seja, com ponto 1 positivo em relação ao ponto 2, os diodos D_2 e D_4 conduzem em série. Quando Vs invente a polaridade, o ponto 1 fica negativo em relação ao ponto 2 agora são os diodos D_1 e D_3 que conduzem em série, gerando a curva de saída (CRUZ, EDUADOR; CHOUERI, JR.SALOMÃO, 2007). Conforme indicado na Fig.(7).



Figura 7. Curva de tensão de saída após a retificação

Sistema de Geração de energia alternada

Em um sistema de geração de energia alternada, os pontos máximo da crista são chamados de tensão de pico a picou ou tensão instantânea. Normalmente quanto um equipamento é ligado nem toda essa tensão são absorvidos. Essa tensão absorvido é chamado de tensão eficaz e está representação gráfica Fig.(8) seria a mesma para a corrente, tanto instantânea como eficaz, recentemente (CRUZ, EDUADOR; CHOUERI, JR.SALOMÃO, 2007).

No sistemas de potência são medidos como tensão eficaz, dessa forma os valores medidos pelo multímetros são valores eficazes. Portanto, a tensão de Pico pode-se ser calculado através da eq.(6).

$$Vef = +V*0,707$$



Figura 8. Curva de tensão de instantânea e eficaz

Análise de Correlação

A Análise de Correlação é uma ferramenta importante e bastante utilizada para dar suporte em análise de dados. Através da análise dos dados, pode-se analisar a confiabilidade do sistema, objetivando avaliar probabilidade de não haver falhas e obter inicialmente as correlações entre as variáveis.

O método bastante conhecido para medir a correlação entre duas variáveis é o coeficiente de correlação linear de Pearson, também conhecido como coeficiente de correlação do momento produto. Método de correlação, introduzido por Karl Pearson em 1897, apresentado recentemente em LIRA (2004).

De acordo como apresentado recentemente em Lira (2004), o coeficiente de correlação ρ^{2} é interpretado como um indicador que descreve a interdependência entre as variáveis X e Y. Outra forma de interpretar o coeficiente de correlação é em termos de $\rho^{2} = R^{2}$, denominado coeficiente de determinação ou de explicação. Quando multiplicado por 100, fornece a percentagem da variação em Y (variável dependente), que pode ser explicada pela variação em X (variável independente), ou seja, o quanto de variação é comum às duas variáveis.



METODOLOGIA

Pesquisa bibliográfica

Utilizou-se como referência vários artigos científicos e tecnológicos publicados em sites e revistas relacionados a inovações automobilísticas, energia sustentável, transformação e reaproveitamento de energia, automóveis híbridos, combustão e elétricos, sustentabilidade e preservação ambiental.

Diagrama em bloco

Como forma de representação do princípio para geração de energia, elaborou-se um diagrama Fig.(9) para representar a interface entre o acionamento do amortecedor, geração de energia e circuito retificador.



Figura 9. Diagrama representativo da interface

Construção do artefato funcional e coletas de dados

Para a etapa de execução e montagem do protótipo, foi necessário elaborar desenhos, fabricar algumas peças em um torno mecânico, fazer a desmontagem e reutilização de peças de alguns equipamentos eletroportáteis e comprar alguns componentes eletrônicos para montagem da placa retificadora.

Como o acionamento do amortecedor seria feito manualmente, retirou-se o óleo mineral de dentro do amortecedor para reduzir a carga, com isso, o espaço vazio foi preenchido com ar, que também é um fluido de amortecimento.

Para simulação do amortecedor, realizou-se um movimento na haste do amortecedor numa frequência de um ciclo por segundo, desprezou-se também a utilização da mola que funciona como um sistema de amortecimento na suspensão do veículo e para coleta dos dados utilizou-se um multímetro Minipa ET2231 para registrar a tensão de saída no gerador e no circuito retificador.

Após a coleta dos dados, utilizou-se o Excel 2017 para a tabulação dos resultados e gerar a curva de tensão de saída no gerador e da placa retificadora.

Resultados e Discussões

Com a remoção da mola para execução da simulação de forma manual, houve alteração no modelo matemático inicial, retirando o efeito da constante de elasticidade k, e com isso, chegou-se ao modelo da Fig.(10) e a Eq.(7).



Figura 10. Modelo do artefato funcional

Pelo princípio de D'Alembert, o modelo matemático Eq. (7) representativo do sistema atual é,

$$\frac{Mdy}{dt} + By = f$$

(7)



Por analogia esse modelo pode ser representando em um circuito elétrico RL Fig.(11) e o modelo matemático, Eq. (8).



Figura 11. Circuito RL série

Modelo matemático representativo do sistema que é válida para t>0 é:

$$L\frac{d^2q}{dt^2} + R\frac{dq}{dt} = \epsilon \tag{8}$$

As condições iniciais serão tomadas como E (0) =E₀ e i(0) = I₀, o circuito é criticamente amortecido se $C = 4L/R^2$, neste caso, a solução é Eq. (9).

$$S_1 = S_2 = -\frac{R}{2L}$$
 (9)

A corrente no circuito e dado pela Eq.(10).

$$i = \left(\frac{E_0}{R}\right) * (1 - e^{-\frac{R}{L}t}) = \left(\frac{E_0}{R}\right) * (1 - e^{-\frac{1}{T}t})$$
(10)

Onde $\tau = L/R$, Constantes de Tempo e a tensão no indutor é dada pela Eq.(11).

$$E_L = \left(\frac{E_0}{L}\right) * e^{-\frac{R}{L}t} = F_L = \left(\frac{f_0}{M}\right) * e^{-\frac{B}{M}t}$$
(11)

Na Figura 12, estão representados os componentes internos utilizados na construção do amortecedor, respectivamente, engrenagem com dentes interna e a planetária.



Figura 12. Componentes internos amortecedor



Na Figura 13, demonstram-se o circuito da placa retificadora, onde, utilizou-se quatros diodos 1N4008, onde a tensão de bloqueio máxima é de 1200V, suporta uma corrente de surto de no máximo 8,3ms e um pico para frente de onda senoidal de 30 A.



Figura 13. Circuito da placa retificadora de tensão

Na Figura 14, demonstram-se a tensão de entrada que é gerada pelo amortecedor e a construção da placa de circuito para retificação, e ainda, a coleta da tensão de saída através de um multímetro digital Minipa modelo 2231.



Figura 14. Amortecedor, placa retificadora de tensão e multímetro digital

A Figura 15 mostra o artefato funcional completo composto de: amortecedor para geração da tensão alternada, placa de circuito impresso que retifica a tensão de saída e do multímetro digital para coleta dos dados.

Após a realização do movimento da haste do amortecedor, foi gerada a tensão alternada e contínua de 185,3 V, coletada pelo multímetro digital Minipa modelo 2231.



Figura 15. Projeto finalizado gerando tensão.



Na Figura 16, pode-se observar-se a curva de tensão na saída do gerador, a tensão máxima de pico gerada pelo acionamento do amortecedor foi de 262 V (alternado), onde o multímetro registrou uma tensão 185,3 V RMS (Root Mean Square) que é o valor médio quadrático.



Figura 16. Gráfico do pico de tensão na saída do gerador

Na Figura 17, mostra-se a equação para o modelo ajustado na saída do retificador é de uma equação linear com uma coeficiente de correlação de (R^2) de 0,8911.



Figura 17. Gráfico movimento x tensão (V).

Na tabela 1, observou-se que a média da tensão foi de 124,62V com um erro padrão de 25,88 V, alcançando um grau de confiança de 63,34%.

Tabela 1- Resultados das coleta da tensão na saída do gerador

Resultados	
Média	124,6285714
Erro padrão	25,88955217
Mediana	140,2
Desvio padrão	68,4973166
Variância da amostra	4691,882381
Intervalo	186
Mínimo	0
Máximo	186
Soma	872,4
Nível de confiança (95,0%)	63,34945203



CONCLUSÃO

Nos últimos tempos, vêm-se buscando métodos de gerar energia de forma limpa e sustentável. Com o aumento exacerbado da frota de veículos em circulação, devido ao fácil acesso ao consumo, cresceu também a preocupação com a emissão dos poluentes emitidos pelos motores a combustão. Surgiu, então, o interesse por encontrar formas alternativas de geração e reaproveitamento de energia.

O amortecimento regenerativo ainda é uma tecnologia inovadora, mas a forma de construção realizada no desenvolvimento do artefato funcional ainda deve ser melhorada porque se obteve uma tensão de 185Vrms, com um erro padrão de 25,88V e um grau de confiança de 63,34%.

Havendo melhoria nos métodos de construção, simulando realmente uma suspensão de um veículo, com utilização de uma placa de aquisição de dados e de um soft para modelar as informações, pode-se obter um modelo de ajuste (movimento x tensão) próximo a uma função constante, que representará uma tensão contínua. Isso poderá aumentar o grau de confiança.

4.REFERÊNCIAS

CARVALHO, ENÉAS GONÇALVES DE. Inovação tecnológica na indústria automobilística: características e evolução recente. Economia e Sociedade.vol.17, n 3, pp. 429-461,2008. ISSN 0104-0618.Disponível em: http://dx.doi.org/10.1590/50-104-061820082000300004.

CRUZ ,EDUARDO; CHOUERI, JR. SALOMÃO. Eletrônica Aplicada. 1ª Ed. São Paulo: Erica, 2007.

D' OLIVEIRA, FELIPE SARABANDOF. **Projeto de um amortecedor para protótipo de veículo fora-de- estrada.** Rio de Janeiro: Ed. UFRJ, 2014.

Lira, S. A.; "Análise de correlação: abordagem teórica e de construção dos coeficientes com aplicações". Curitiba, 2004. 196 p. Dissertação (mestrado). Setores de Ciências Exatas e de Tecnologia, UFPR.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. [S.I.]: Society of Automotive Engineers, 1995. (R: Society of Automotive Engineers, v. 1). ISBN 9781560915263.

OLIVEIRA, Ricardo Velozo Marcondes de. Estudo da viabilidade energética de amortecedores regenerativos por indução com ênfase nos carros elétricos. 2012.

RAO, S. S. Mechanical Vibrations. [S.1.]: Pearson/Prentice Hall, 2004. ISBN 9780130489876

REIS, N. O automóvel híbrido como elemento fornecedor-consumidor de electricidade. 2008. Tese de Doutorado. Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico.

SOLBES, Jordi; TARÍN, Francisco. Algunas dificultades en torno a la conservación de la energía. Enseñanza de las ciencias: revista de investigación y experiencias didácticas, v. 16, n. 3, p. 387-398, 1998.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) Emanuel Augusto Morais Ferreira, Erlano Campos Dos Reis, Guilherme Flavio França Costa, Igor Thiago Mendes, Ihago Sérgio de Araújo, Nardele de Paula Oliveira, Ridley Diangeles Vieira e Thiago Costa Tavares Morais é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (X) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA UTILIZAÇÃO DE AEROGERADORES EM FAROL DE SÃO TOMÉ - RJ

Bianca da Silva Pereira¹, Frank Pavan de Souza¹, Virgínia Siqueira Gonçalves², Elias Rocha Gonçalves Júnior², Cássio Rangel Paulista³

¹Institutos Superiores de Ensino do CENSA; ²Universidade Candido Mendes (UCAM); ³Instituto Federal Fluminense (IFF)

¹ Rua Benta Pereira, 136 – CEP: 28010-27 – Centro – Campos dos Goytacazes, RJ; ² Rua Anita Peçanha, 100 – CEP: 28030-335 – Parque São Caetano – Campos dos Goytacazes, RJ; ³ Rua Dr. Siqueira, 273 – CEP: 28030-130 – Parque Dom Bosco – Campos dos Goytacazes, RJ

biancadspereira@gmail.com; frank@acionaconsultoria.com.br; virginiasiqueiragoncalves@gmail.com; eliasrgjunior1@gmail.com; docentecassiorangel@gmail.com

RESUMO: Diante da crescente necessidade da diversificação da matriz energética brasileira, a energia eólica se destaca como uma das mais promissoras fontes alternativas no cenário nacional. Dessa forma, a presente pesquisa se propõe a realizar uma análise preliminar da viabilidade técnica da utilização de aerogeradores de eixo horizontal em Farol de São Tomé. Para tanto, realizou-se um estudo do potencial eólico da região escolhida e logo após foram escolhidos dois modelos de turbinas preexistentes no mercado, um da empresa *Vestas* (V-88/1.650 kW) e outro da *Wooben Windpower* (E-82/2.000 kW), para fins de cálculos dimensionais. Com os dados extraídos do local e das especificações técnicas dos modelos de turbina tornou-se possível realizar o dimensionamento a fim de averiguar qual modelo melhor se adequa as características de Farol de São Tomé, levando em consideração as influências da camada limite e o comportamento do vento, estimado através da distribuição de Weibull. A turbina E-82/2.000 kW apresentou melhores resultados e, por isso, foi dita mais adequada ao projeto.

Palavras-Chave: Energia eólica, aerogeradores, viabilidade técnica.

ABSTRACT: Due to Brazil's unique geological location and the rising needs of Brazil's energy matrix diversification, wind energy stands out to be the most reliable alternative energy source. In light of the explanation above, this article proposes to carry out a preliminary analysis to identify a technical viability of installation horizontal axis wind turbine in Farol de São Tomé. Therefore a wind power potential study was performed to calculate the wind power density. As a result of the study, two models of wind turbines were chosen, the Vestas (V-88 / 1.650 kW) and Wooben Windpower (E-82/2.000 kW) in order to meet dimensional calculations. With the consideration of the boundary layer influences, wind behavior, which was estimated through the Weibull distribution, local data and manufacturer's technical specification, it was possible to select the study models that suit Farol de São Tomé wind potential characteristic. The wind turbine E-82/2.000 kW was chosen as the most appropriate for the project.

Keywords: Wind energy, wind turbine, technical viability.

INTRODUÇÃO

Um grande desafio põe a prova a capacidade humana de se reinventar, que é suprir a demanda de energia evitando agressões ao meio ambiente. Segundo Pereira et al. (2012), o mundo consome majoritariamente energia advinda de combustíveis fósseis correspondendo a 79% da matriz energética mundial. Nesse contexto, os processos ortodoxos de geração de energia elétrica estão entre os principais causadores das emissões de Gases de Efeito Estufa (Pazheri; Othman; Malik, 2014).

Diante deste cenário, observa-se que a energia eólica tem sido relevante na diversificação da matriz elétrica e, por consequência, na redução da dependência de combustíveis fósseis e das emissões de carbono, no aumento da autonomia e da segurança energética, melhora a economia local, com oferta de empregos e investimento, além da atuar como linha paralela de ativos com a energia hidrelétrica (Kaplan, 2015; Pereira et al., 2013).

O princípio da geração de eletricidade através da utilização de aerogeradores baseia-se na transformação da energia cinética do vento em energia mecânica, através do giro das pás do rotor, e, posteriormente, em energia elétrica através do gerador (Martins et al, 2008).

Para verificar a viabilidade técnica da utilização de aerogeradores de eixo horizontal em Farol de São Tomé, foi realizada uma análise do potencial eólico da região e a escolha por dois modelos de aerogeradores existentes no mercado para saber qual melhor se adequa a mesma, através da distribuição de Weibull.



Segundo Quercia, Chan e Luke (2016), a função Weibull é uma das funções de distribuição mais utilizadas para diferentes propósitos, como modelagem, análise de confiabilidade, análise de dados em tempo de vida e muitas áreas de ciência aplicada, como mecânica, bio-sistema, nuclear e engenharia de energia. Em diversos estudos, nota-se que a distribuição de Weibull é utilizada para a avaliação do potencial de energia eólica nas diferentes regiões do mundo (Akdag; Güler, 2015; Andrade et al., 2014).

A partir da escolha das turbinas poderá ser quantificada a potência estimada do vento e a influência da camada limite, bem como caracterizar o comportamento do vento. Feito isso, tornou-se possível escolher a turbina que melhor se adequa as características da região e com isso finalizar a análise preliminar da viabilidade técnica da utilização de aerogeradores de eixo horizontal em Farol de São Tomé.

MATERIAIS E MÉTODOS

Estudo do potencial eólico

Baseando-se nos estudos realizados por Amarante, Silva e Rios Filho (2002), as áreas sugeridas para empreendimentos eólio-elétricos no estado do Rio de Janeiro estão indicadas na Fig. (1). O litoral norte fluminense está representado na área 1, a região dos lagos na área 2 e a região serrana na área 3.



Figura 1. Áreas mais indicadas para empreendimentos eólio-elétricos

A praia de Farol de São Tomé que fica localizada no município de Campos dos Goytacazes, no litoral Norte Fluminense, foi escolhida como cenário de estudo para análise preliminar da viabilidade técnica da utilização de aerogeradores de eixo horizontal. Esta escolha baseou-se nos fatores considerados por Amarante *et al.* (2001) como imprescindíveis na seleção do local da instalação eólica: proximidade com o centro de consumo, regime de ventos e relevo da região.

Para a determinação da proximidade com o centro de consumo foram utilizados dados fornecidos pelo censo demográfico populacional de 2010 do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) e o *software Google Earth* (a). O regime de ventos da região foi definido por meio do Atlas Eólico do Estado do Rio de Janeiro, que forneceu dados referentes à velocidade do vento em alturas de 50 m, 75 m e 100 m, respectivamente ilustrados nas Fig. (2a), Fig. (2b) e Fig. 2(c).



Figura 2. Velocidade média dos ventos a 50 m (a), 75 m (b) e 100 m (c) de altura

Recorrendo a estudos realizados por Costa, Polivanov e Alves (2008), obteve-se a classificação do relevo de Farol de São Tomé.



Escolha das turbinas

A escolha dos fabricantes de turbina eólica se deu por intermédio de estudo bibliográfico. Foram escolhidas as empresas *Vestas* e *Wooben Windpower*. A primeira se destaca como a líder mundial na fabricação de turbinas eólicas e, a segunda, foi a primeira fabricante de aerogeradores de grande porte na América do Sul, possuindo 3 fábricas de produção no Brasil. A faixa de potência e a velocidade do vento foram os fatores determinantes para a seleção dos modelos das turbinas. Tomou-se como base o Parque Eólico de Gargaú, localizado na cidade de São Francisco do Itabapoana – RJ, região que apresenta regime de ventos similar ao encontrado em Farol de São Tomé.

Dimensionamento dos aerogeradores: parâmetros do local

Para a realização do dimensionamento dos aerogeradores, primeiramente levou-se em consideração as particularidades de Farol de São Tomé: altitude, pressão atmosférica, temperatura média anual, fator de compressibilidade do ar, massa específica do ar, viscosidade absoluta do ar e fator de forma. Os valores encontrados foram utilizados como base para os cálculos dimensionais nos dois modelos de turbinas. Para a determinação da altitude utilizou-se o mapa topográfico na localidade de coordenadas geográficas 21°59'13.4"S 40°59'08.9"W. A partir desse ponto foi possível encontrar a pressão atmosférica, utilizando a Tab. 1.

Altitude (m)	Pressão atmosférica (kgf/cm²abs)
0	1,0333
153	1,015
305	0,956
458	0,978
610	0,960
kl	0,943
915	0,926
1068	0,909
1220	0,892
1373	0,876
1526	0,860
1831	0,828
2136	0,797
2441	0,767
2746	0,738
3050	0,710
4577	0,583

Tabela 1. Variação da pressão atmosférica em relação a altitude

A temperatura média da região foi definida utilizando como referencial teórico os dados fornecidos pela *Climate Organization*. A Figura 3 ilustra a variação de temperatura da região em função dos meses do ano.



Figura 3. Variação mensal de temperatura

O fator de compressibilidade representa a correção do desvio dos gases reais em relação aos ideais (Borges, 2009). Esse fator é influenciado principalmente pela pressão atmosférica e a temperatura local, e foi calculado utilizando a Tab. 2 como referência.



Tabela 2. Fator de compressibilidade

Pressão atmosférica, <i>P_{atm}</i> (kgf/cm ²)	0°C	20°C	50°C
0,1	0,99994	0,99996	0,99999
0,4	0,99977	0,99985	0,99995
1	0,99941	0,99963	0,99987
4	0,99763	0,99852	0,99948
10	0,99430	0,99651	0,99888

Após a definição de todas as propriedades citadas e admitindo o valor da massa molar do ar (M_M) de 0,0289644 kg/mol e da constante molar dos gases (*R*) de 8,3143 N.m/mol.K, foi possível calcular o valor da massa específica ρ aplicando a Eq. (1). Considera-se que *T* é a temperatura em kelvin e *Z* é o fator de compressibilidade.

$$\rho = \frac{M_M \times P_{ATM}}{RTZ} \qquad (1)$$

O cálculo da viscosidade absoluta μ do ar foi feito de acordo com a Eq. (2), que indica a variação da mesma em função temperatura T.

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \times T^{\frac{1}{2}}}{1 + \frac{110,4}{T}}$$
(2)

O fator de forma k é um dos parâmetros utilizados na distribuição de Weibull, e por isso é de suma importância para a demonstração do comportamento do regime de ventos na região escolhida. Recorrendo ao estudo do Atlas do Potencial Eólico do Estado Rio de Janeiro foi definido o fator de forma em Farol de São Tomé, utilizando a Fig. (4) como referência geográfica.



Figura 4. Fator de forma do estado do Rio de Janeiro

Dimensionamento dos aerogeradores: parâmetros das turbinas

Após a definição das características de Farol de São Tomé foram determinados os parâmetros referentes a cada modelo de turbina, sendo eles: o coeficiente de potência do rotor, a área varrida pelas pás do rotor e o rendimento do conjunto gerador/transmissão, além de considerar fatores alheios ao modelo escolhido, como a velocidade média do vento na altura do cubo. A velocidade média do vento foi determinada a partir dos dados obtidos por meio do estudo do Atlas Eólico do Estado do Rio de Janeiro (2002) e da altura do cubo fornecida nas especificações técnicas de cada modelo de turbina. Os valores de potência disponível e potência total foram calculados de acordo com a Eq. (3) e Eq. (4), respectivamente (Rodrigues; Guerra; Youssef, 2011):

$$P_{DISP} = \frac{1}{2}\rho A \upsilon^3 \tag{3}$$

 $P_T = P_{DISP} \times C_{\rho} \times \eta \tag{4}$



O primeiro passo adotado para o cálculo da espessura da camada limite foi classificar o regime do vento por intermédio do número de *Reynolds*, conforme Eq. (5) (Braga Filho, 2006). É de fundamental importância o conhecimento da espessura da camada limite para que a mesma não prejudique funcionamento das turbinas eólicas (Hu, Cheng, 2007).

$$\operatorname{Re}_{\chi} = \frac{\rho \times \upsilon_{\infty} \times x}{\mu}$$
(5)

Se o número de *Reynolds* Re_{x} for menor ou igual a 5.105, o regime é considerado laminar e a espessura da camada limite é calculada segundo a Eq. (6).

$$\partial(x) = \frac{5x}{\sqrt{\operatorname{Re}_{x}}} \tag{6}$$

Porém, se o valor de *Reynolds* for maior que 5.105, o regime é dito turbulento e sua a espessura é calculada através da Eq. (7).

$$\frac{\partial(x)}{x} = \frac{0.37}{\sqrt[5]{\text{Re}_x}} \tag{7}$$

O comportamento do vento para cada turbina foi caracterizado pela Eq. (8), denominada função densidade de probabilidade de Weibull (Manwell; Mcgowan; Rogers, 2009).

$$f(\upsilon) = \left(\frac{k}{c}\right) \left(\frac{\upsilon}{c}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{\upsilon}{c}\right)^k\right]$$
(8)

Definiu-se o parâmetro *k* mediante dados do Atlas Eólico do Estado do Rio de Janeiro (2002). Já o fator de escala *c*, que é uma função da velocidade média no local de instalação, foi calculado por meio da Eq. (9) (Manwell; Mcgowan; Rogers, 2009).

$$c = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\bar{\upsilon} \tag{9}$$

A seleção do modelo de turbina que melhor atende a região baseou-se na comparação dos resultados obtidos nos cálculos dimensionais para cada turbina.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Centro de consumo

Utilizando como base os dados do Atlas do Potencial Eólico do Rio de Janeiro (2002), considerou-se que no ponto de coordenadas geográficas 21°59'13.4"S, 40°59'08.9"W a velocidade média anual a 50 m de altura é de 7 m/s, a 75 m é 7,5 m/s e, a 100 m, 8 m/s.

Estudos realizados por Dalmaz et al. (2008) e Alves (2010) indicaram que as características do terreno, ou rugosidade superficial, alteram o regime de escoamento do vento. Quanto maior for a rugosidade da superfície, maior será a redução da velocidade do vento. Costa, Polivanov e Alves (2008) classificaram a localidade de Farol de São Tomé como planície costeira, isto é, apresenta relevo baixo e plano. A presença desse tipo de relevo aliada a falta de obstáculos, como prédios, gera pouco atrito entre o vento e a superfície, favorecendo o uso de aerogeradores no local.

Turbinas selecionadas

Foram selecionadas para os cálculos dimensionais duas turbinas: uma da empresa dinamarquesa *Vestas* (V-88/1.650 kW) e outra da empresa brasileira *Wooben Windpower* (E-82/2.000 kW). Para fins de cálculo, adotou-se a turbina do modelo V-88 / 1.650 kW como sendo a turbina 1 e o modelo E-82 / 2.000 kW como sendo a turbina 2. As especificações técnicas estão descritas na Tab. 3.



Turbina 1 (V-88/1.650 kW)			Turbina 2 (E-82/2.000 kW)
Dadas Onoracionais	Potência nominal	1650 kW	2000 kW
Dados Operacionais	Altura do cubo	59/68,5/70/78 m	78/84/85/98/108/138 m
Rotor	Diâmetro	82 m	82 m
	Número de pás	3	3
	Área varrida	5.281 m ²	5.281 m ²
	Velocidade	10,8 – 14,4 rpm	6 – 18 rpm

 Tabela 3. Especificações técnicas das turbinas

A variação do coeficiente de potência em relação à velocidade do vento na altura do cubo está caracterizada na Fig. (5), tanto para a turbina 1 quanto para a turbina 2.



Figura 5. Coeficiente de potência da turbina 1 (a) e turbina 2 (b)

Dimensionamento dos aerogeradores

Para a realização dos cálculos dimensionais dos aerogeradores primeiramente foram definidos os parâmetros do local. A altitude encontrada no mapa topográfico para a região cujas coordenadas geográficas são 21°59'13.4"S 40°59'08.9"W foi de 5 m. A partir da definição deste valor, tornou-se possível definir a pressão atmosférica através da Tab. 1. Como o valor da pressão atmosférica P_{ATM} correspondente para uma altitude de 5 m não está especificado na Tab. 1, foi realizada uma interpolação linear considerando as pressões atmosféricas para as altitudes de 0 m e 153 m, seguindo a Eq. (10).

$$\frac{5-0}{P_{ATM} - 1,0333} = \frac{153-0}{1,015 - 1,0333} \Rightarrow P_{ATM} = 1,0327 kgf / cm^2 abs$$
(10)

Para a definição do fator de compressibilidade Z adotou-se a pressão atmosférica do local como 1,0327 kgf/cm²abs ou 103270 Pa e a temperatura média da região como 23,60°C ou 296,75K. Foi necessária a realização de três interpolações lineares. Para a primeira interpolação utilizou-se como parâmetro a pressão atmosférica de 1 kgf/cm²abs no intervalo entre 20°C e 50°C, com o objetivo de encontrar o valor correspondente ao fator de compressibilidade na temperatura de 23,6°C. Sendo assim, o valor calculado para Z_1 foi de 0,999659. O parâmetro utilizado para a aplicação da segunda interpolação foi a pressão atmosférica de 4 kgf/cm²abs no intervalo entre 20°C e 50°C. O valor calculado para Z_2 foi de 0,998635. Por fim, interpolaram-se os valores encontrados, a fim de calcular o fator de compressibilidade Z equivalente para a pressão atmosférica de 1,0327 kgf/cm²abs, considerando a temperatura de 23,6°C. O valor calculado foi de 0,999648.

Com os valores de temperatura em K, pressão atmosférica em Pa e fator de compressibilidade definidos, foi possível calcular a massa específica do ar. Considerando a massa molar dos gases 0,0289644 kg/mol e a constante molar dos gases 8,3143 N.m/mol.K, aplicou-se a Eq. (3). O valor de ρ foi de 1,212761 kg/m³. Quanto mais denso o ar, maior será a quantidade de energia disponível para a turbina eólica. A pressão atmosférica normal, a massa específica do ar assume o valor de 1,225 kg/m³. Quanto maior a altitude, menor será a pressão e, consequentemente, menor será a massa específica do ar. Como o local escolhido para a instalação dos aerogeradores se encontra a uma altitude de 5 m, a massa específica de 1,212761 kg/m³ configura uma condição favorável à utilização de aerogeradores.



Para o cálculo da viscosidade absoluta do ar no local da instalação aplicou-se a temperatura, em K, na Eq. (4). O valor de μ foi de 1,831.10⁻⁵ kg/m .s. Segundo os autores Çengel e Cimbala (2007), o valor da viscosidade absoluta de 1,831 10-5 kg/m.s é similar ao encontrado em situações que envolvem a mesma faixa de temperatura e pressão.

O fator de forma especificado para a região de estudo foi de 2,3. De acordo com Dalmaz et al. (2008) e Pinto (2014), esse valor garante uma boa regularidade dos ventos, pois os autores afirmam que o fator de forma deverá assumir valores entre 2 e 3 para ser considerado adequado para a geração de energia eólica. A Tabela 4 especifica os resultados dos parâmetros definidos pelo local.

Variável	Valor	Unidade
Altitude	5	m
Pressão atmosférica	1,0327	kgf/cm²abs
Temperatura	23,6	°C
Fator de compressibilidade do ar	0,999648	-
Massa específica do ar	1,212761	kg/m³
Viscosidade absoluta do ar	1,831 10-5	kg/m.s
Fator de forma	2,3	-

Tabela 4. Resultados dos parâmetros definidos pelo local

A definição da velocidade média do vento se deu a partir dos dados obtidos por meio do estudo do Atlas Eólico do Estado do Rio de Janeiro (2002) e da altura do cubo fornecida por cada fabricante. No Atlas Eólico, estão especificadas apenas as velocidades médias do vento para 50 m, 75 m e 100 m de altura. Dessa forma, para alturas distintas torna-se necessário realizar uma interpolação linear. Adotou-se a menor altura do cubo fornecida pelo fabricante, a fim de reduzir os custos de instalação e manutenção dos equipamentos. Sendo assim, para a turbina 1, a altura utilizada nos cálculos foi de 59 m. A velocidade média do vento resultou em 7,18 m/s. Para a turbina 2, o valor foi de 7,56 m/s.

De acordo com Grubb e Meyer (1993 *apud* Silva, 2007) para que a energia eólica seja considerada tecnicamente viável, é requerida uma velocidade média do vento de no mínimo 7 m/s a 50 m de altura. Como e, a velocidade do vento na altura de instalação de ambas as turbinas é considerada adequada. Assim, foi estimado o coeficiente de potência das turbinas 1 e 2, adotando o valor de C_{pl} como sendo 0,46 e C_{p2} como sendo 0,49, conforme ilustrado na Fig. (6).



Figura 6. Análise do coeficiente de potência da turbina 1 (a) e turbina 2 (b)

Pinto (2014) afirmou que mesmo nas melhores condições de trabalho, a eficiência real das turbinas eólicas em converter energia cinética em potência de giração C_p se encontra numa faixa que vai de 45% até 50%. Dessa forma, como $0,45 \le C_{p1} \le 0,50$ e $0,45 \le C_{p2} \le 0,50$, ambos os coeficientes de potência assumiram resultados satisfatórios.

Outro fator relevante para os cálculos dimensionais foi a área varrida pelas pás do aerogerador. Este fator foi determinado nas especificações técnicas fornecidas pelos fabricantes *Vestas* e *Wooben Windpower*. Os valores considerados estão marcados em negrito na Tab. 5.

Veriánal	Turbina 1	Turbina 2	Unidada
variavei	Va	lor	Unidade
Velocidade média do vento	7,18	7,56	m/s
Coeficiente de potência do rotor	0,46	0,49	-
Área varrida pelas pás	5281	5281	m²

Tabela 5. Resultados dos parâmetros definidos pelas turbinas 1 e 2

Para o cálculo da potência disponível no vento, considerou-se a velocidade média do vento na altura do cubo, a área varrida pelas pás e a massa específica do ar. A potência disponível das turbinas 1 e 2 foi calculada através da Eq.



(3), resultando em 1185,32 kW e 1383,65 kW, respectivamente. Assumindo a eficiência do conjunto gerador/transmissão como sendo 0,9, a potência total calculada das turbinas 1 e 2 foi de 490,72 kW e 610,19 kW, respectivamente.

Os valores calculados para potência total de cada turbina divergiram dos dados fornecidos nas especificações técnicas. Para a turbina 1, a potência de 490721,478 W correspondeu a 29,7% do disponibilizado pela *Vestas*. Já para a turbina 2, a potência de 610190,4 W equiparou-se a 30% da fornecida pela *Wooben Windpower*. Os fabricantes consideram o melhor cenário, com ventos na faixa de 10 m/s, para especificar os valores máximos de potência nominal para cada turbina. Foram utilizadas nos cálculos dimensionais as menores alturas do cubo, o que resultou em ventos com velocidade abaixo de 10 m/s. Tal fato foi atribuído como principal responsável pela discrepância entre os valores fornecidos e os calculados, visto que quanto maior a altura, maior a velocidade do vento.

Para a determinação do número de *Reynolds*, adotou-se a massa específica do ar de 1,212761 kg/m³, a viscosidade absoluta do ar de 1,31 10-5 kg/m.s e a distância *x* do mar até o local de instalação dos aerogeradores de 593 m para a localização da instalação das turbinas. O cálculo do número de *Reynolds* para as turbinas 1 e 2 se deu por intermédio da Eq. (5), considerando a velocidade do fluido de 7,18 m/s para a turbina 1 e 7,56 m/s para a turbina 2. O resultado foi de 2,82.10⁸ e 2,97.10⁸, respectivamente, classificando o regime como sendo turbulento.

O cálculo da camada limite para as turbinas 1 e 2 foi realizado através da Eq. (7), resultando em 4,4792 m e 4,4333 m, respectivamente. Considerando a distância do centro do cubo até a periferia das pás como sendo a metade do diâmetro do rotor, tem-se, para os dois modelos de turbina, um comprimento de 41 m garantindo um melhor rendimento dos aerogeradores. A Figura 7 representa a espessura da camada limite da turbina 1 em relação as pás da mesma.



Figura 7. Camada limite da turbina 1 (a) e turbina 2 (b)

Para a caracterização do comportamento do vento em Farol de São Tomé condizente para ambas as turbinas, utilizou-se a função de distribuição de Weibull, descrita na Eq. (8), considerando o fator de forma k igual a 2,3. O fator de escala das turbinas 1 e 2 foi calculado por intermédio da Eq. (9), aplicando a velocidade média no local de instalação de 7,18 m/s e 7,56 m/s, respectivamente. A Tabela 6 representa a aplicação da Eq. (8) para as turbinas, no intervalo de velocidades do vento entre 0 m/s e 14 m/s.

Turbina 1		Turbina 2	
V (m/s)	$\mathbf{m/s} \qquad \mathbf{f(v)} \qquad \mathbf{V} \ (\mathbf{m/s})$		f (v)
0	0	0	0
1	0,018555	1	0,016495
2	0,044253	2	0,039479
3	0,070478	3	0,063311
4	0,093113	4	0,084543
5	0,109029	5	0,10047
6	0,116391	6	0,109334
7	0,114902	7	0,11054
8	0,105721	8	0,104672
9	0,091076	9	0,093273
10	0,073658	10	0,078439
11	0,056013	11	0,062363
12	0,040086	12	0,046922
13	0,027009	13	0,03343
14	0,017135	14	0,022557

Tabela 6. Resultados da distribuição Weibull para as turbinas 1 e 2

A partir desses resultados, plotou-se a Fig. (8), que indica a distribuição da velocidade do vento nas condições de instalação das turbinas 1 e 2.



Figura 8. Distribuição Weibull da turbina 1 (a) e turbina 2 (b)

Pode-se notar que há uma maior ocorrência de ventos com velocidade entre 5 m/s e 8 m/s, correspondendo a 44,6% da incidência total nas condições de instalação da turbina 1 e 42,5% da incidência total nas condições de instalação da turbina 2. Ambos os modelos de turbina possuíram resultados similares no que diz respeito à influência da camada limite e ao limite de Weibull. Porém, a turbina 2 apresentou superioridade na potência total calculada por possuir uma maior altura do cubo, o que tornou possível alcançar uma maior velocidade e, consequentemente, um melhor rendimento do rotor.

CONCLUSÃO

Nesta pesquisa, foi realizada uma análise preliminar da viabilidade técnica da utilização de aerogeradores de eixo horizontal em Farol de São Tomé. Para tanto, foi feito o estudo do potencial eólico do local e o dimensionamento dos aerogeradores, a partir da escolha de dois modelos de turbina disponíveis no mercado. Com a análise dos resultados, verificou-se que Farol de São Tomé apresenta um potencial eólico propício à utilização de aerogeradores.

A escolha dos modelos de turbina utilizados nos cálculos dimensionais levou em consideração a faixa de potência dos aerogeradores utilizados no Parque Eólico de Gargaú. Desta forma, optou-se pelo modelo V-88 / 1.650 kW da *Vestas* e E-82 / 2.000 kW da *Wooben Windpower*. Por meio da análise dos resultados dimensionais, conclui-se que os dois modelos de turbina apresentaram capacidade geradora similar, mesmo tendo condições diferentes de instalação. Porém, a turbina E-82/2.000 kW demonstrou superioridade em relação a potência total calculada. Como as duas turbinas estão trabalhando muito abaixo do especificado pelo fabricante, poderiam ser realizados cálculos dimensionais com outros modelos de aerogeradores, a fim de garantir um melhor aproveitamento da turbina.

A pesquisa poderá ser utilizada como base para estudos que visem examinar a aplicabilidade do projeto através da viabilidade econômica, verificação dos requisitos ambientais, bem como realizar o dimensionamento de outros modelos de turbina. No entanto, deve-se salientar que há uma imprecisão inerente dos dados obtidos no atlas eólico, sendo que estes devem ser utilizados apenas para uma primeira estimativa, mas não para um dimensionamento rigoroso, o qual deve corresponder, principalmente, ao dimensionamento de densidade de potência eólica para cada uma das alturas, pois este é geralmente considerado um melhor indicador do recurso eólico (Al-Nassar et al., 2005), aliado a curva característica da turbina.

REFERÊNCIAS

- Akdag, S.A., and Güler, Ö., 2015, "A novel energy pattern factor method for wind speed distribution parameter estimation", Energy Conversion and Management, Vol. 106, pp. 1124-1133.
- Al-Nassar, W., Alhajraf, S., Al-Enizi, A., Al-Awadhi, L., 2005, "Potential wind power generation in the State of Kuwait", Renewable Energy, Vol. 30, No. 14, pp. 2149-2161.
- Alves, J.J.A., 2010, "Análise regional da energia eólica no Brasil", Revista Brasileira de Gestão e Desenvolvimento Regional, Vol. 6, No. 1, pp. 165-188.
- Amarante, O.A.C., Brower, M., Zack, J., and Sá, A.L. 2001, "Atlas do potencial eólico brasileiro", CEPEL, Brasília, Brazil.
- Amarante, O.A.C., Silva, F.J.L., and Rios Filho, L.G., 2002, "Atlas eólico do estado do Rio de Janeiro", 1. ed., CEPEL, Rio de Janeiro, Brazil.
- Andrade, C.F., Maia Neto, H.F., Rocha, P.A.C., and Silva, M.E.V., 2014, "An efficiency comparison of numerical methods for determining Weibull parameters for wind energy applications: A new approach applied to the northeast region of Brazil", Energy Conversion and Management, Vol. 86, pp. 801-808.
- Braga Filho, W., 2006, "Fenômenos de transporte para a engenharia", LTC, Rio de Janeiro, Brazil.



- Borges, P.R., 2009, "Dimensionamento termo-hidráulico de gasodutos", Petrobras Gerência executiva de abastecimento-logística, AB-LO, Vol. 29, No. 9.
- Climate Organization, 2015, "Clima: Campos dos Goytacazes". Disponível em: https://pt.climate-data.org/location/4053/. Disponível em: 29 maio 2018.
- Costa, A.N., Polivanov, H., and Alves, M.G., 2008, "Mapeamento geológico-geotécnico preliminar, utilizando geoprocessamento, no município de Campos dos Goytacazes, estado do Rio de Janeiro", Anuário do Instituto de geociências, Vol. 31, No. 1, pp. 50-64.
- Çengel, Y.A., and Cimbala, J.M., 2007, "Mecânica dos fluidos: Fundamentos e aplicações". 1.ed., AMGH, São Paulo, Brazil.
- Dalmaz, A., Passos, J.C., and Colle, S., 2008, "Energia eólica para geração de eletricidade e a importância da previsão", Revista ABCM – Engenharia, Vol. 13, No. 1, pp. 27-32.
- Hu, S.Y., Cheng, J.H., 2007, "Performance evaluation of pairing between sites and wind turbines", Renewable Energy, Vol. 32, pp. 1934-1947.
- IBGE, 2010, "Censo demográfico populacional 2010", Brasília, Brazil. Disponível em: < http://cidades.ibge.gov.br/xtras/perfil.php?codmun=330100 >. Acesso em: 30 agosto 2017.
- Kaplan, Y.A., 2015, "Overview of wind energy in the world and assessment of current wind energy policies in Turkey", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 43, pp. 562-568.
- Manwell, J.F., McGowan, J.G., Rogers, A.L., 2009, "Wind energy explained: theory, design and application", John Wiley and Sons, Chichester, England.
- Martins, F.R., Guarnieri, R.A., and Pereira, E.B., 2008, "O aproveitamento da energia eólica", Revista Brasileira de Ensino de Física, Vol. 30, No. 1, pp.1304.1-1304.13.
- Pazheri, F.R., Othman, M.F., and Malik, N.H., 2014, "A review on global renewable electricity scenario", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 31, pp. 835-845.
- Pereira, E.B., Martins, F.R., Pes, M.P., Segundo, E.LC., and Lyra, AA., 2013, "The impacts of global climate changes on the wind power density in Brazil", Renewable Energy, Vol. 49, pp. 107-110.
- Pereira, M.G., Camacho, C.F., Freitas, M.A.V., and Silva, N.F., 2012, "The renewable energy market in Brazil: Current status and potential", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, No. 6, pp. 3786-3802.
- Pinto, M.O., 2014, "Fundamentos da energia eólica", LTC, Rio de Janeiro, Brazil.
- Quercia, G., Chan, D., and Luke, K, 2016, "Weibull statistics applied to tensile testing for oil well cement compositions", Journal of Petroleum Science and Engineering, Vol. 146, pp. 536-544.
- Rodrigues, P.R., Guerra, J.B.S.O.A., Youssef, Y.A. (Org.), 2011, "Energias Renováveis: Energia Eólica". Livro digital. ed., [S.I.], Unisul, Brazil. 53p. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/259868038_Energia_Eolica_em_Energias_Renovaveis. Acesso em: 10 abr. 2018.
- Silva, J.K.A., 2007, "Caracterização do vento e estimativa do potencial eólico da região de tabuleiros costeiros", Dissertação (Mestrado) Universidade Federal de Alagoas, Maceió, 2007.
- Vestas. Disponível em: < https://www.edprnorthamerica.com/wp-content/uploads/2014/04/V82.pdf >. Acesso em: 15 setembro 2017.
- Wobben Windpower. Disponível em: < http://www.wobben.com.br/produtos/produzidos-no-brasil/e-82-e2-2000-kw/ >. Acesso em: 15 setembro 2017.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÁREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (x) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

VALIDAÇÃO EM LABORATÓRIO E EM CAMPO DE UM MODELO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA CONECTORES ELÉTRICOS DE SUBESTAÇÕES

Willian Mendes Ferreira

Universidade Federal de Santa Catarina Campus Reitor João David Ferreira Lima - Trindade, Florianópolis – SC willianm07@gmail.com

Rafael Augusto Magalhães Ferreira

Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG ramferreira89@gmail.com

Márcio Ziviani

Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG ziviani@ufmg.br

Roberto Márcio de Andrade

Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG roberto@demec.ufmg.br

RESUMO: Uma das principais limitações das companhias de distribuição de energia é a manutenção dos ativos, dado o desafio de determinar precisamente a condição de operação dos componentes elétricos em subestações. Nesse contexto, o uso da termografia tem-se consolidado como ferramenta para o diagnóstico de dispositivos elétricos, técnica esta capaz de gerar uma imagem térmica de um componente específico, medindo de forma indireta sua temperatura operacional sem contato físico. No entanto, a termografia é essencialmente usada em análises qualitativas, as quais limitam a aplicação da técnica. A proposta desse trabalho é desenvolver um modelo matemático capaz de relacionar a temperatura superficial de conectores com sua resistência elétrica, parâmetro associado com o nível de degradação desses componentes. Para esse propósito, foi formulado um balanço de energia e, em seguida, validado em laboratório e em campo com base em um conjunto de experimentos térmicos em regime permanente, usando conectores aparafusados. Os resultados mostraram que o modelo desenvolvido é capaz de avaliar de forma confiável o nível de degradação dos componentes estudados.

Palavras-Chave: Modelagem matemática, conectores elétricos, Método da Capacitância Global

ABSTRACT: One of the main limitations of electricity distribution companies is the system maintenance by its complex task to determine accurately the operating status of electrical components in substations. In this context, the thermography has been consolidated as a diagnosis tool of electrical devices, being a technique that provides a thermal image of a specific equipment, measuring indirectly its operating temperature without physical contact. However, thermography is essentially used to obtain qualitative results, which becomes the technique still limited. The purpose of this work is to develop a mathematical model able to relate the surface temperature of connectors with its electrical resistance, parameter associated with the degradation level of these components. For this purpose, heat transfer fundamentals were used to formulate an energy balance model, subsequently validated in laboratory and outdoor conditions based on a set of steady state thermal experiments using bolted connectors. The results shown that the model developed is able to evaluate reliably the degradation level of the components studied.

Keywords: Mathematical modeling, power electrical connectors. Lumped Capacitance Method



INTRODUÇÃO

O consumo de energia elétrica no Brasil deve apresentar um crescimento significativo ao longo dos próximos anos. De acordo com dados da Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2017), projeta-se que o consumo total de eletricidade no Brasil salte de cerca de 516 terawatts-hora (TWh) em 2016 para aproximadamente 741 TWh em 2026, um crescimento superior a 44%.

A conjuntura apresentada evidencia que a expansão da oferta interna de energia do sistema elétrico de potência brasileiro é uma demanda obrigatória, implicando em duas ações principais: o aumento no número de unidades geradoras e o investimento em políticas de eficiência energética. Desde o Plano Nacional de Energia 2030, o Ministério de Minas e Energia (MME, 2007) já mostra preocupação com essas iniciativas e considera o aumento de eficiência até mais prioritário do que a expansão imediata do sistema de geração.

Uma das iniciativas mais importantes para aumento da eficiência do sistema elétrico de potência é a melhora na manutenção dos componentes elétricos de subestação (Ferreira, 2015). Uma grande quantidade de equipamentos em subestações, principalmente conectores elétricos, está sujeita a perdas térmicas no transporte de energia devido ao Efeito Joule. Em 2017, as perdas (comerciais + técnicas) no consumo total de eletricidade chegaram a 98,1 TWh, o equivalente a 15,7% da oferta interna de energia elétrica no país (EPE, 2018). Perdas por dissipação de calor estão diretamente relacionadas com o nível de degradação dos componentes elétricos. Um estágio avançado de degradação significa uma alta resistência elétrica desses componentes, aumentando a temperatura de operação e as perdas térmicas. Em situações críticas, o sobreaquecimento de equipamentos elétricos pode levar a sérios problemas tais como ruptura de conexões, curtos circuitos e explosões.

Uma estratégia efetiva de manutenção pode ser capaz de avaliar a relação entre uma anomalia térmica em um componente elétrico e seu nível de degradação. Para esse propósito, a identificação de falhas em potencial é feita por medição de temperatura sem contato. Nesse contexto, a termografia é amplamente utilizada porque é capaz de medir de forma indireta a temperatura em grandes áreas, em um curto período de tempo, com segurança e sem interferir na operação do equipamento.

A metodologia utilizada pela Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG) para conduzir inspeções termográficas tem uma característica essencialmente qualitativa. Essa metodologia é baseada na diferença de temperatura entre um componente e outro dispositivo, adotado como referência. A referência precisa ter características similares, estando suficientemente próximo na linha e sujeita as mesmas condições (Ferreira, 2013).

A metodologia adotada pela CEMIG é também usada em outros países tais como Estados Unidos, Índia e Inglaterra. A *International Electrical Testing Association* (NETA, 2011) fornece as recomendações indicadas na Tab.1 para avaliação da condição baseada em critérios de diferença de temperatura.

Diferença de temperatura (∆T) entre componentes similares sobre mesma solicitação	Diferença de temperatura (ΔT) entre o componente e o ar ambiente	Ação recomendada
1° C – 3° C	1° C – 10° C	Possível deficiência; investigação necessária
4° C – 15° C	11° C – 20° C	Indica provável deficiência; reparar assim que possível
	21° C – 40° C	Monitorar até que medidas corretivas sejam aplicadas
>15° C	>40° C	Maior discrepância; reparo imediato

Tabela 1. Ações sugeridas baseado no aumento de temperatura detectado em inspeções termográficas

A diferença de temperatura detectada por uma câmera termográfica pode ser um indicativo de um processo de sobreaquecimento em conectores, mas em algumas circunstâncias esse procedimento não é capaz de identificar falhas (Lyon *et al.*, 2010). O diagnóstico apenas baseado em diferença de temperatura não pode identificar uma anomalia térmica em dois equipamentos igualmente danificados, isto é, dois ou mais componentes na mesma condição crítica não irão exibir diferença de temperatura considerável. Além disso, é difícil relacionar diferença de temperatura com a degradação real sem uma análise adequada dos parâmetros ambientais tais como temperatura ambiente, velocidade do vento e radiação solar, bem como as condições operacionais tais como o aumento da energia demandada nas horas de pico (Ferreira, 2013).

A decisão sobre substituição ou reparo de componentes elétricos em subestação requer uma análise que considera toda a informação quantitativa disponível. Assim sendo, é necessário desenvolver um melhor método para diagnosticar o estado de um componente elétrico, respeitando a física do problema. A melhoria no diagnóstico desses dispositivos implica em redução de perdas térmicas, interrupções no fornecimento de energia e diminuição no número de inspeções e nos custos de manutenção.



O objetivo desse trabalho é desenvolver um modelo de transferência de calor para conectores aparafusados, comumente usados em subestações elétricas. O modelo é baseado no Método da Capacitância Global, a partir do qual os mecanismos de aquecimento e dissipação térmica são analisados. Validado por testes em laboratório e em campo, o modelo pode ser utilizado para determinar o nível de degradação através da resistência elétrica inferida a partir da temperatura medida durante rotina de inspeção da equipe de manutenção das subestações de energia.

MODELO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O modelo de transferência de calor foi desenvolvido a partir da aplicação do Método da Capacitância Global. Essa é uma técnica usada para calcular variações de temperatura no tempo em um sólido, durante um processo transiente. O método é aplicado a partir da hipótese de que a difusão de calor é substancialmente mais intensa do que o processo de dissipação nesse sólido. Assim sendo, essa hipótese assume que os gradientes de temperatura internos ao sólido são desprezíveis (Bergman *et al.*, 2014).

O uso do Método da Capacitância Global estabelece como primeiro passo o cálculo e análise do número de Biot (*Bi*). O número de Biot fornece uma indicação da variação espacial da temperatura no sólido correspondente. Para que o método seja válido, a condição mostrada na Eq. (1) precisa ser satisfeita:

$$Bi = \frac{hL_c}{k} < 0,1 \tag{1}$$

Onde o comprimento característico, L_c , é definido como a razão entre o volume e a área superficial do sólido. O coeficiente de transferência de calor por convecção (h) e a condutividade térmica (k) do material precisam ser estimados.

Para conectores elétricos, o número de Biot é baixo o suficiente, na ordem de 10^{-3} . Nesse caso, o Método da Capacitância Global determina que a resposta transiente da temperatura pode ser obtida pela formulação de um balanço global de energia. A aplicação desse balanço, para qualquer instante de tempo *t* resulta na Eq. (2):

$$q_s''A_s + \dot{E}_g - (q_{conv}' + q_{rad}'')A_s = \rho V c \frac{dT}{dt}$$
(2)

Onde q_s'' é o fluxo de radiação solar absorvido pelo conector elétrico em sua área superficial A_s . A geração de calor é representada por \dot{E}_g . O fluxo de calor dissipado pelos mecanismos de convecção e radiação são representados por q''_{conv} e q''_{rad} , respectivamente. O termo $\rho Vc \frac{dT}{dt}$ do lado direito da Eq. (2) representa a taxa de variação de energia no interior do sólido.

Assumindo a geração de calor por Efeito Joule como o produto da resistência elétrica do conector (R) com o quadrado da corrente elétrica (i^2) e reescrevendo os termos de dissipação, o problema pode ser expresso pela Eq. (3):

$$q_{s}''A_{s} + Ri^{2} - (h_{c} + h_{r})(T_{s} - T_{\infty})A_{s} = \rho V c \frac{dT}{dt}$$
(3)

Nessa expressão, h_c e h_r representam os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, respectivamente. T_s é a temperatura superficial do conector e T_{∞} a temperatura ambiente.

Ferreira (2013) estudou a aplicação do Método da Capacitância Global na determinação da resistência elétrica de conectores tipo H e cunha a partir da medição das temperaturas de operação desses componentes. Em seu trabalho, os resultados puderam ser obtidos por solução iterativa da Eq. (3), definida em termos da Eq. (4):

$$T_{s}^{n+1} = \frac{\Delta t}{\rho V c} \{ R i^{2} + q_{s}^{"} A_{s} - h A_{s} [T_{s}^{n} - T_{\infty}] \} + T_{s}^{n}$$
(4)

Na Eq. (4) o coeficiente de transferência de calor h é dado pela soma dos coeficientes convectivo e de radiação, h_c e h_r , respectivamente. Um incremento de tempo adequado, a partir do qual a nova temperatura é obtida, foi também analisado e estabelecido como $\Delta t = 5$ segundos. Os termos T_s^n e T_s^{n+1} representam a temperatura superficial nos instantes t e $t + \Delta t$, respectivamente.

No presente estudo, programado em MatLab, o mesmo incremento de tempo foi usado. O cálculo de h_c foi feito por média ponderada dos coeficientes convectivos obtidos por correlações empíricas apropriadas em cada superfície. A geometria usada para aplicar as correlações de cálculo dos coeficientes convectivos e outros parâmetros da Eq. (4) são mostradas na Fig. (1) (geometria do lado esquerdo). O valor de A_s foi calculado levando em consideração a superfície real do conector (geometria do lado direito).



Figura 1. Representação da geometria do conector aparafusado

METODOLOGIA

Para validação do modelo de transferência de calor, testes experimentais foram realizados no Labterm (Laboratório de Termometria da UFMG) e em campo, com um conector aparafusado exposto à radiação solar. O aparato experimental utilizado é mostrado na Fig. (2).



Figura 2. Arranjo experimental para os testes em laboratório

Os itens numerados da Fig. (2) são:

- 1 Data Logger
- 2 Termo-higrômetro digital
- 3 Cabos condutores
- 4 Conector aparafusado com termopares fixados

O procedimento experimental consistia inicialmente na medição de resistência elétrica, usando um medidor digital de baixa resistência (série MICROHM 10). Depois, uma fonte de corrente modelo LET-1000-RD (SMC) foi ligada e ajustada para o fornecimento de uma corrente de 200 A. Em alguns momentos a corrente de teste decrescia ao longo do experimento, requerendo o registro do valor atual da corrente após o completo estabelecimento do regime permanente, o qual demandou aproximadamente 90 minutos. As medições de temperatura foram realizadas usando termopares tipo K fixados no conector e nos cabos, e um termopar reservado para medição da temperatura ambiente. As medições eram feiras a cada 5 segundos até que o experimento alcançasse o regime permanente. A emissividade (ɛ) do conector foi estimada através de métodos comparativos (Ferreira, 2015).

Introduzindo o termo referente ao carregamento solar no balanço de energia dos conectores elétricos, foi montada uma estrutura de sustentação e energização de amostras de cabos em área externa e aberta ao céu. Os objetivos do ensaio incluíam a validação do modelo matemático de determinação da temperatura superficial em condições de exposição ao Sol.



Para estes experimentos em campo, a radiação solar global e a radiação solar na área sombreada do conector foram medidas com o uso de um piranômetro Eppley® *Black and White*. Este equipamento possui uma superfície interna provida de detectores térmicos, constituídos de fitas metálicas muito finas, enegrecidas a fim de absorver o máximo da radiação incidente. Pelo fato de serem muito finas, a capacidade térmica é reduzida, permitindo um rápido tempo de resposta frente a variações da radiação solar total medida. A fina fita metálica é colocada em uma cúpula de vidro, hemisférica, selada na parte inferior como mostra a Fig. (3).



Figura 3. Detalhes construtivos típicos dos piranômetros

Para estes ensaios ao ar livre, foi utilizada a mesma metodologia dos ensaios em laboratório, com o acréscimo da medição da radiação solar através dos piranômetros acima descritos. A Fig. (4) mostra a montagem utilizada para os experimentos em campo.



Figura 4. Montagem para os experimentos em campo

A aquisição instantânea, aproximadamente a cada cinco minutos, dos dados de radiação solar foi feita através de um programa desenvolvido em MatLab por Ursine (2013). O programa funciona associado a uma placa de aquisição da *National Instruments*®, onde são inseridos os fios dos piranômetros, devidamente calibrados, para a captação do sinal, emitido em milivolts.

Esse programa permite a utilização de até três canais de entrada de dados. Para cada um, é possível definir a constante de calibração dos piranômetros, a qual converte o valor do sinal elétrico interpretado pelo módulo de aquisição em valor de radiação solar por unidade de área. Uma prévia verificação do funcionamento dos piranômetros indicou que as constantes de calibração indicadas no equipamento não sofreram alteração em seu valor. Próximo à montagem, foi posicionado um anemômetro digital para identificar a presença de rajadas de vento durante o período de ensaio, não tendo sido registrados ventos superiores a 0,5 *m/s*. Seus efeitos foram desprezados na análise.



RESULTADOS E DISCUSSÃO

A validação do modelo de transferência de calor foi obtida por comparação entre as temperaturas experimentais e as temperaturas estimadas pelo modelo sob três diferentes condições: temperatura ambiente controlada e temperatura ambiente variável (realizadas em laboratório) e com o conector exposto à radiação solar (realizada em campo). A análise e validação dos resultados teóricos apresentadas nessa seção são bem específicas, dificultando uma comparação com resultados de outros estudos em literatura. Nas próximas seções, os valores teóricos e experimentais de temperatura são comparados em todas as três condições supracitadas.

Condição de temperatura ambiente controlada

Na Fig. (5) e na Tab. 1 é mostrada uma comparação entre os resultados teóricos e experimentais para condição de temperatura ambiente constante. O desvio percentual máximo entre modelo e dados experimentais é de 5,6%. O efeito produzido pelo ar condicionado do laboratório faz a temperatura ambiente variar na faixa entre 22°C e 24°C, conforme mostrado.

A variação da temperatura ambiente produz uma oscilação na temperatura ambiente do conector ao longo do experimento. Esse fato era esperado uma vez que a medição por termopares indica a condição térmica da superfície do objeto de estudo, sendo mais susceptível a interferências do ambiente. Esse comportamento não foi visto no modelo teórico porque o Método da Capacitância Global estabelece uma temperatura média representativa do conector, sendo pouco influenciada por pequenas mudanças na temperatura ambiente.



Figura 5. Comparação entre modelo e dados experimentais - Temperatura ambiente controlada

Tempo (s)	Temp. Experimental (°C)	Temp. de Modelo (°C)	Diferença (%)
500	25,4	26,4	3,79
1000	27,7	28,4	2,46
1500	29,0	29,3	1,02
2000	30,0	29,8	-0,67
2500	31,1	30,1	-3,32
3000	31,3	30,3	-3,30
3500	31,2	30,3	-2,97
4000	30,1	30,4	0,99
4500	30,8	30,5	-0,98

Tabela 2. Comparação	o entre o modelo e dados	experimentais – Temr	peratura ambiente controlada



Condição de temperatura ambiente variável

Para a condição de temperatura ambiente variável, a comparação entre resultados experimentais e teóricos é mostrada na Fig. (6). Nesse experimento, a temperatura ambiente variou aproximadamente 5 °C. O tempo total de experimento foi de aproximadamente 7 horas, a fim de captar grande parte da amplitude de temperatura ambiente tipicamente obtida ao longo do dia.



Figura 6. Comparação entre modelo e dados experimentais - Temperatura ambiente variável

O aumento na temperatura ambiente produz um impacto significante na temperatura do conector, tanto nos resultados de modelo quanto experimentais. Essa variação introduz uma imprecisão nos resultados teóricos, o que pode ser explicado pelo fato de que valores constantes para as propriedades térmicas do ar foram assumidos no modelo. O desvio máximo obtido foi de aproximadamente 11%, conforme pode ser visto na Tab. 3.

Tempo (h)	Temp. Experimental (°C)	Temp. de Modelo (°C)	Diferença (%)
0,5	32,1	34,9	8,7
1,0	34,1	37,7	10,6
1,5	35,0	38,4	9,7
2,0	35,2	39,0	10,8
2,5	35,4	39,0	10,2
3,0	35,7	39,0	9,2
3,5	35,9	39,7	10,6
4,0	36,1	39,7	10,0
4,5	36,1	39,8	10,2
5,0	35,9	39,6	10,3
5,5	36,1	39,6	9,7
6,0	36,4	39,8	9,3
6,5	36,7	40,4	10,1
7,0	36,8	40,5	10,1
7,5	36,8	40,5	10,1

Tabela 3. Comparação entre o modelo e dados experimentais – Temperatura ambiente variável

Conector exposto à radiação solar

A última condição usada para validar os resultados do modelo de transferência de calor foi expondo o conector à radiação solar. Os valores de irradiância incidentes na superfície do conector durante o experimento são mostrados na Fig. (7). Como pode ser visto, o conector não foi diretamente sujeito a radiação solar na parte inicial do experimento, fazendo com que os valores de radiação global e radiação na área sombreada sejam aproximadamente iguais.



Figura 7. Irradiância incidente na superfície do conector durante o experimento

Para essa terceira condição ensaiada, o termo correspondente à radiação solar $(q''_s A_s)$ na Eq. (2) foi multiplicado pela absortividade solar do alumínio (α_s) , obtido através da Tab. 4. Foi assumido que metade da área superficial do conector estava exposta à radiação global e a outra metade à radiação da área sombreada.

Tabela 4.	Coeficientes	de	absorção	solar	para o	alumínio
-----------	--------------	----	----------	-------	--------	----------

Superfície	α_s
Alumínio brilhante	0,30 - 0,50
Alumínio fosco	0,40-0,65
Alumínio polido	0,10-0,40

Fonte: Schiffer & Frota, 2001.

Nas subestações de energia, entre os conectores novos ou oxidados (de superfície polida ou fosca, respectivamente), observa-se pela Tab. 4 que os valores para os coeficientes de absorção solar podem apresentar uma variação significativa dentro de uma faixa de 0,10 a 0,65. O conector aparafusado utilizado no ensaio térmico apresentava superfície levemente oxidada, motivo pelo qual foi adotado um valor $\alpha s = 0,5$ para esse componente. Uma comparação entre resultados teóricos e experimentais é mostrada na Fig.(8) e na Tab. 5.



Figura 8. Comparação entre modelo e dados experimentais - Conector exposto à radiação solar



Tempo (h)	Temp. Experimental (°C)	Temp. de Modelo (°C)	Diferença (%)
0,5	41,8	36,9	-11,7
1,0	47,0	41,4	-11,9
1,5	45,6	42,0	-7,9
2,0	46,1	42,0	-8,9
2,5	48,5	43,0	-11,3
3,0	48,3	43,8	-9,3
3,5	47,9	44,0	-8,1
4,0	46,3	43,0	-7,1
4,5	43,7	41,9	-4,1
5,0	42,8	40,8	-4,7
5,3	42,7	40,5	-5,2

Tabela 5	. Con	paração	entre o	modelo	e dados	experimentais	– Tem	peratura	ambiente	variável
----------	-------	---------	---------	--------	---------	---------------	-------	----------	----------	----------

Para esta situação, o desvio máximo obtido é da ordem de 12%, embora, na maior parte do tempo, este desvio permaneça na faixa de 4 a 9%. Observa-se que a radiação solar altera de forma considerável o perfil do processo de aquecimento do conector, uma vez que, para a corrente utilizada (200 *A*), o calor introduzido pela radiação solar no conector é relevante no balanço de energia. Isso ocorre porque o conector aparafusado ensaiado apresentava uma resistência elétrica de aproximadamente 100 $\mu\Omega$, o que, juntamente com a corrente de 200 *A* aplicada, representa uma geração de calor por Efeito *Joule* da ordem de 4*W*. Em momentos de maior carregamento solar durante o ensaio, computadas a área superficial do conector e o coeficiente de absorção, a taxa de calor recebido por radiação solar chegou a ultrapassar o valor da geração por Efeito *Joule*, alcançando a marca de 4,75 *W*.

Embora a taxa de ganho solar seja significativa no balanço de energia e até supere a geração de calor em determinado momento, sua atuação é geralmente por um curto intervalo de tempo dentro do processo transiente. Esse é um fato importante na análise e que diminui o efeito do carregamento solar sobre a temperatura apresentada pelo conector. Como prova disso, a temperatura em regime permanente calculada para a condição sem carregamento solar para esse conector a uma corrente de 200 A é de 40,8 °C, um valor apenas 7,3% abaixo da temperatura máxima obtida na simulação transiente com carregamento solar.

CONCLUSÃO

Nesse artigo foi desenvolvido e validado um modelo de transferência de calor baseado no Método da Capacitância Global para conectores elétricos de alumínio utilizados em subestações de energia. O modelo foi testado em três diferentes condições ambientais: duas delas em laboratório e outra em campo para examinar o efeito da radiação solar. Nos testes em laboratório, o conector foi energizado sob temperatura ambiente controlada e sob temperatura ambiente variável. Para o primeiro caso, a diferença entre valores teóricos e experimentais foi pequena, com um desvio máximo de 5,6 %. Na condição de temperatura ambiente variável, o desvio máximo foi de 11%. Nos experimentos em campo, sob influência da radiação solar, a diferença entre resultados teóricos e experimentais alcançou um máximo percentual de 12%. Avaliando todas essas condições, os resultados teóricos obtidos foram considerados satisfatórios.

Usando o modelo desenvolvido nesse estudo é possível estabelecer uma relação quantitativa entre a temperatura do conector e sua resistência elétrica, permitindo determinar o nível de degradação de componentes elétricos de forma mais precisa que os diagnósticos amplamente utilizados. É prática comum entre as companhias de distribuição de energia elétrica que a avaliação do nível de degradação dos ativos aconteça de forma qualitativa, observando o grau de aquecimento desses componentes pela diferença de temperatura (em relação a uma referência) detectada por meio de uma inspeção termográfica. O uso da técnica termográfica associada com o modelo de transferência de calor pode tornar mais eficiente o diagnóstico de componentes elétricos danificados, reduzindo as perdas de energia nas linhas de distribuição.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio da CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) no desenvolvimento deste trabalho, através da concessão de bolsa de pesquisa.

REFERÊNCIAS

Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2014. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Sétima Edição, John Wiley & Son.

Empresa de Pesquisa Energética (EPE), 2017. Balanço Decenal de Expansão de Energia (PDE) 2026. Brasília-DF.



Empresa de Pesquisa Energética (EPE), 2018. Balanço Energético Nacional (BEN) 2016. Rio de Janeiro – RJ.

- Ferreira, R.A.M, 2013. Avaliação do Processo de Aquecimento de Conexões Elétricas Utilizadas em Redes de Distribuição. Monografia. Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Belo Horizonte-MG.
- Ferreira, R.A.M, 2015. Modelagem matemática aplicada ao diagnóstico de falha de componentes elétricos de subestação. Dissertação. Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Belo Horizonte-MG.
- International Electrical Testing Association (ANSI/NETA-MTS), 2011. Standard for Maintenance Testing Specifications for Electrical Power Equipment and Systems. Morrison, CO.
- Lyon, B.R., Orlove, G.L., Peters, D.L., 2010. The Relationship between Current Load and Temperature for Quasi-stead State and Transient Conditions. Thermosense XXII.

Ministério de Minas e Energia (MME), 2007. Plano Nacional de Energia 2030. Brasília-DF.

Schiffer, S.R., Frota, A.B., 2001. Manual de Conforto Térmico. Quinta Edição, Studio Nobel.

Ursine, W.A.M, 2015. Monitoramento Autônomo de Para-Raios de ZnO. Dissertação. Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Belo Horizonte-MG.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (x) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

AVALIAÇÃO DO MECANISMO DE CRESCIMENTO DA CAMADA DE ÓXIDO EM CHAVES SECCIONADORAS DE SUBESTAÇÕES

Alessandro Miranda de Freitas, Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Roberto Márcio de Andrade Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG alessandroamdf@gmail.com

RESUMO: A crescente demanda por rapidez e precisão na emissão de diagnóstico sempre que uma falha ou indicativo de falha esteja identificado em algum equipamento de subestação tem contribuído para o surgimento de diversos sistemas auxiliares para tomada de decisão. O potencial aumento de segurança e confiabilidade que a utilização dessas ferramentas de diagnóstico pode agregar ao setor de manutenção está intimamente associado à qualidade na aquisição da informação e ao tipo de análise que é feita com esses dados. Neste trabalho é realizada uma avaliação do mecanismo oxidação que se manifesta nos contatos principais das chaves seccionadoras de subestações de energia através de modelagem matemática. Foram realizadas simulações em regime transiente, que permitiram avaliar o processo de formação e crescimento da camada de óxido nessas regiões preferenciais, ao longo de vários anos de funcionamento. Os resultados mostraram que o crescimento do filme de óxido nos contatos nas chaves seccionadoras não é um mecanismo crítico de aumento de resistência elétrica em condições normais de funcionamento, porém para correntes próximas ao valor nominal, o fenômeno influencia significativamente a falha elétrica do contato.

Palavras-Chave: Modelagem matemática, chaves seccionadoras, oxidação

ABSTRACT: The increasing demand for speed and precision in diagnosis emission whenever a failure indicative is identified in some substation equipment has contributed to the appearance of several auxiliary systems for decision making. The potential increase in safety and reliability that diagnostic tolls can add to the maintenance industry is closely associated with information acquisition quality and the type of analysis that is done. In this work we performed an evaluation of oxidation mechanism that manifests in main contacts of electrical disconnectors through mathematical modeling. Transient simulations were carried out to evaluate the formation and growth of oxide layer in these regions, over several years of operation. The results showed that the oxide film growth on electrical disconnectors' contacts is not a critical mechanism for electrical resistance increasing under normal operating conditions, but for currents close to nominal value, the phenomenon has a significant influence on electrical contact failure.

Keywords: Mathematical modeling, electrical disconnectors, oxidation.

INTRODUÇÃO

Chaves seccionadoras, juntamente com os disjuntores, pertencem à classe dos equipamentos de manobra de uma subestação. Sua função é possibilitar a desenergização de trechos específicos do circuito quando forem necessárias intervenções diretas de manutenção em algum ponto ou manobras de contingência. Na posição fechada, as chaves seccionadoras devem manter a continuidade elétrica da linha e, eventualmente, proteger os demais equipamentos contra sobrecargas e correntes de curto circuito.

Dentro das subestações de energia, as chaves seccionadoras podem estar posicionadas em diversas regiões estratégicas do circuito elétrico, inclusive na parte inicial, próxima às torres de transmissão. Chaves seccionadoras mais modernas apresentam árvore de comando motorizado, mas de forma geral, as principais partes que constituem o componente são: contato principal, lâmina móvel, articulação, isoladores e base metálica.

A chave seccionadora tem sua parte móvel basicamente formada por uma lâmina metálica, fixada em uma extremidade pelo mecanismo de articulação e tendo a extremidade oposta livre para permitir o acoplamento ou desacoplamento dos contatos. Essa parte da chave seccionadora, também denominada de parte viva, forma um caminho condutor eletricamente separado pelas colunas de isoladores, que têm a função de suportar as solicitações dielétricas e mecânicas do equipamento. Por fim, o conjunto é incorporado a uma base metálica, normalmente fabricada de aço laminado, que garante suporte mecânico e permite a fixação da chave seccionadora a outras estruturas.



Cada caminho de passagem de corrente elétrica em uma chave seccionadora está associada a uma unidade básica, denominada polo. São comumente encontradas nos catálogos de fabricantes chaves seccionadoras do tipo unipolar, bipolar e tripolar. Outra forma de classificação é com relação ao tipo de acionamento, no qual se inserem chaves seccionadoras com acionamento elétrico, pneumático, hidráulico e manual, sendo que as do último tipo são operadas com auxílio de uma vara de manobra. Por fim, as chaves seccionadoras podem ser agrupadas quanto à forma de abertura dos contatos. Para esse tipo de classificação podem ser encontradas as seccionadoras de abertura lateral, central, vertical, e os seccionadores pantográficos e semipantográficos (Souza, 2002). Na Fig. (1) estão reunidos alguns exemplares de chaves seccionadoras disponíveis no mercado, exemplificando as possíveis combinações das diferentes classificações existentes.



Tripolar, Semi-pantográfica

Seccionadora de Aterramento

Tripolar, Abertura Central



Figura 1. Modelos diversos de chaves seccionadoras (catálogo Delmar, 2015)

Dentre os defeitos mais comuns que podem ocorrer nesse tipo de equipamento destacam-se a infiltração de umidade nos mancais e no mecanismo de acionamento, a deterioração do contato móvel devido à própria utilização da chave, falhas nos terminais de conexão com o sistema e o mau fechamento da lâmina de contato. Restringindo às anomalias térmicas em chaves seccionadoras, suas ocorrências são normalmente identificadas nas proximidades do contato principal e articulação, regiões estas que recebem foco na modelagem matemática que é apresentada neste trabalho.

Os motivos para aumento de temperatura nesses pontos podem ter justificativa desde o simples mau acoplamento das partes, até mecanismos mais complexos de formação e crescimento de camadas de óxido resultando em um aumento de resistência elétrica na interface. A limpeza periódica dos contatos e lubrificação das partes móveis são medidas cautelares que podem diminuir os efeitos do processo de oxidação, mas não os eliminam. Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático capaz de descrever o aquecimento das chaves seccionadoras de subestações, envolvendo todos os mecanismos de transferência de calor significativos para o problema. Esse tipo de abordagem permitiu levar em conta a maioria dos parâmetros que direta ou indiretamente influenciam na temperatura superficial do equipamento, sendo essa informação posteriormente utilizada para avaliar o mecanismo de formação e crescimento da camada de óxido nos contatos, modo de falha bastante comum para esse tipo de componente.

MODELAGEM MATEMÁTICA

Modelo Térmico

Em equipamentos elétricos onde ocorre passagem de corrente, a elevação de temperatura devido ao Efeito *Joule* por si só não é um indicativo de defeito, pois trata-se de um processo espontâneo de aquecimento e que deve ser previsto ainda na fase de projeto do componente. Por outro lado, uma geração de calor anormal a ponto de caracterizar um defeito, quando acompanhada de uma elevada dissipação desse calor é uma condição onde a anomalia térmica não se apresenta, uma vez que a temperatura apresentada é o resultado do balanço entre essas duas taxas. A anomalia térmica de fato se manifesta quando o nível de temperatura apresentado está acima (ou abaixo) do habitual para condições normais de operação. A Fig. (2) mostra uma chave seccionadora unipolar Tipo Faca 15 kV, com marcação das áreas do contato principal e da articulação à esquerda e à direita da figura, respectivamente.



Figura 2. Chave seccionadora unipolar Tipo Faca 15 kV

De maneira geral, essas duas regiões oferecem uma maior resistência à passagem de corrente elétrica quando a linha está energizada. Associado a isso, inicia-se um processo de geração de calor (dissipação de energia elétrica) por Efeito *Joule*, sendo que todo o calor gerado é dissipado através dos modos básicos de transferência de calor: convecção, radiação e condução térmica. Em regime transiente, esses mecanismos estão relacionados segundo a Eq. (1):

$$\dot{Q}_{ger} - \left(\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad}\right) = mc_p \frac{dT_s}{dt} \tag{1}$$

Essa equação representativa do balanço de energia pode ser resolvida em termos de variáveis globais (formulação integral), sendo de solução mais simples em comparação com a formulação diferencial. No entanto sua aplicação requer certos cuidados, uma vez que as variações locais de temperatura podem ser significativas e, com essa abordagem, a temperatura é avaliada segundo um valor médio. A delimitação do volume de controle deve ser feita de forma a manter razoavelmente baixo o número de Biot (Bi < 0,1), e assim garantir a validade do método da capacitância global.

A geometria particular do contato principal e da articulação da chave seccionadora pode ser simplificada como a composição de geometrias mais simples como placas verticais, horizontais e cilindros no caso dos contatos, para as quais existem na literatura correlações empíricas específicas que se propõem a modelar a convecção (Bergman, 2014). Portanto, essa idealização permite simplificar o cálculo do coeficiente convectivo médio que representa o processo de transferência de calor por convecção, conforme a Eq. (2):

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^{n} \bar{h}_i A_i \tag{2}$$

Ou seja, o coeficiente convectivo médio para a convecção na região de interesse pode ser calculado como a média ponderada (pela área) dos coeficientes convectivos individuais obtidos para cada geometria elementar que compõe o conjunto.

Com maior relevância, o fenômeno da condução também está presente nessa modelagem. Sendo a chave seccionadora um elemento do circuito que, em geral, apresenta uma resistência elétrica superior a dos cabos condutores, é natural que exista uma diferença de temperatura entre um ponto do componente e um ponto do cabo. Essa diferença de temperatura pode ser entendida como uma diferença de potencial térmico, a qual promove um fluxo de calor oriundo da região de maior potencial, em direção à região de menor potencial.

Da mesma forma que a chave tende a perder energia térmica através de transferência de calor por condução para os cabos, esse fenômeno também ocorre em direção a outras duas regiões de menor temperatura: as colunas de isoladores (por onde não ocorre geração de calor) e as lâminas de contato (onde a resistência elétrica é menor). A Fig. (3) ilustra as direções preferenciais de transferência de calor por condução partindo do contato principal e da articulação da chave seccionadora.



Figura 3. Transferência de calor por condução na chave seccionadora



Cada parcela acima representada recebe tratamento específico por se tratar de casos diferentes de transferência de calor por condução. No primeiro caso, o isolador cilíndrico não gera calor; no segundo, as lâminas de contato tem seção reta retangular e possuem geração de calor; e no terceiro caso os cabos tem seção circular, geram calor e podem apresentar uma camada de isolamento. A equação diferencial do perfil térmico em cada caso é dada a seguir.

Case 1:
$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h_T P}{kA_{sr}}(T - T_{\infty}) = 0$$
(3)

Caso 2:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h_T P}{kA_{sr}} (T - T_{\infty}) + \frac{\rho i^2}{kA_{sr}^2} = 0$$
(4)

Case 3:
$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{2\pi k_i}{kA_{sr}\ln(r_e/r)}(T - T_e) + \frac{\rho i^2}{kA_{sr}^2} = 0$$
(5)

A taxa de transferência de calor por condução é obtida pela aplicação da Lei de Fourier na solução T(x) das Eq. (3), Eq. (4) e Eq. (5) na posição x = 0.

Teoria do Contato Elétrico

Quando é estabelecido o contato entre dois materiais metálicos quaisquer que serão posteriormente submetidos à passagem de corrente elétrica, deve ser levado em conta que a descontinuidade física criada é, naturalmente, um fator que dificulta a passagem dos elétrons por essa região. Diante disso, associada à resistência elétrica oferecida individualmente pelos materiais que constituem a junção, é introduzida uma resistência adicional, denominada resistência de contato.

$$R = (R_1 + R_2) + R_c \tag{6}$$

Um dos motivos para o surgimento do termo adicional na Eq. (6) é o fato de que o contato não se dá na interface entre os materiais em sua totalidade, mas em uma pequena fração constituída por um conjunto de pontos, definidos como contatos elementares ou a-spots. O tamanho e quantidade dos a-spots existentes em uma interface são parâmetros fortemente dependentes da rugosidade das superfícies envolvidas e da pressão mecânica aplicada. A passagem da corrente elétrica por uma área efetiva significativamente menor que a área aparente, incorre em um aumento substancial na densidade de corrente nos a-spots, Fig. (4), além de uma acentuada interação entre campos eletromagnéticos conhecida por efeito de proximidade.



Figura 4. Linhas de corrente se constringindo ao atravessar os a-spots (Diniz, 2013)

Associada a esse efeito está a resistência de constrição (R_s), uma parcela importante no cômputo da resistência de contato. Na literatura, existem expressões gerais para determinação da resistência de constrição considerando um conjunto qualquer de pontos de contato circulares (Greenwood, 1966). Desprezar o efeito de proximidade é equivalente a considerar que as distâncias entre qualquer par de pontos de contato têm dimensões bem superiores ao livre caminho médio dos elétrons. Além disso, considerando todos a-spots de mesmo raio, o cálculo da resistência de constrição simplifica-se para:

$$R_s = \frac{\rho}{2na} \tag{7}$$

O aquecimento por Efeito *Joule* na região favorece e acelera a ocorrência de processos químicos como a oxidação dos contatos. A segunda parcela que compõe a resistência de contato de uma interface metálica é exatamente a resistência de filme (R_f), proveniente da formação e crescimento de uma camada isolante de óxido nas superfícies. Sua magnitude é dependente da resistividade elétrica do filme de óxido resultante ρ_f , de sua espessura *s* e da área efetiva total do contato, conforme equacionado:

$$R_f = \frac{\rho_f \cdot s}{n\pi a^2} \tag{8}$$



O produto entre a resistividade elétrica do filme ρ_f e a espessura *s* é também definido como resistividade de túnel $[\Omega m^2]$. Esse parâmetro caracteriza as propriedades condutivas da camada de óxido e apresenta, em geral, uma expressiva faixa de variação em função da condição de uso do material. A IEC 60943 (2009) estabelece valores típicos para a resistividade de túnel em contatos novos de cobre assumindo valores entre 2 x $10^{-12}\Omega m^2$ e 3 x $10^{-11}\Omega m^2$.

Portanto, a resistência de contato na interface entre dois materiais pode ser escrita como a soma das contribuições referentes aos efeitos de constrição e de formação do filme de óxido, expressos pelas Eq. (7) e Eq. (8). Para as considerações previamente assumidas, tem-se:

$$R_c = \frac{\rho}{2na} + \frac{\sigma_0}{n\pi a^2} \tag{9}$$

A Eq. (9) para a resistência de contato é coerente com as simplificações dentro da teoria apresentada, porém necessita de uma representação em função de variáveis que sejam mais facilmente interpretadas em um nível macroscópico do problema. A área efetiva de contato guarda relação com a força com a qual as superfícies são pressionadas e da dureza do material menos resistente da junta. Para uma força de contato superior a 50 N, tem-se (Braunovic, 2006):

$$S_a = n\pi a^2 = \frac{F}{\xi H} \tag{10}$$

Onde S_a é a área efetiva de contato elétrico $[m^2]$, F é a força de contato aplicada [N], ξ o coeficiente de achatamento do material $(0,30 \le \xi \le 0,60)$ e H a dureza do material [Pa]. A norma IEC 60943 (2009) sugere que o número de contatos pode ser aproximado por:

$$n = n_k H^{0,625} F^{0,2} \tag{11}$$

Com $n_k = 2.5 \ x \ 10^{-5}$ como valor de referência.

Obtidas as expressões para o raio do contato elétrico a e o número de pontos n respectivamente pelas Eq. (10) e Eq. (11), a resistência de contato antes avaliada pela Eq. (9) pode ser agora reescrita em termos de força aplicada e dureza do material, por substituição direta:

$$R_c = \frac{\rho}{2} \sqrt{\frac{\pi\xi}{n_k}} H^{0,1875} F^{-0,6} + \sigma_0 \xi H F^{-1}$$
(12)

Onde é observado que tanto a resistência de constrição quanto a resistência de filme têm seus valores atenuados para uma maior força de contato aplicada. Em geral, o aumento de *F* é benéfico para o contato e limitado por critérios de deformação plástica excessiva da junta. Uma análise qualitativa dessa equação também indica que um eventual aumento de R_c pode estar associado à(o): (i) aumento de ρ por efeito de aumento de temperatura; (ii) diminuição de *F* por um processo de afrouxamento da junta; e (iii) aumento de σ_0 devido ao crescimento da espessura da camada de óxido.

Particularmente para essa última observação, a taxa de crescimento da camada de óxido pode ser correlacionada com a temperatura e tempo de exposição, uma vez que a velocidade do processo de oxidação possui essa dependência. As expressões específicas para cálculo da taxa de crescimento da camada de óxido em cada material são normalmente derivadas de alguma relação semi-empírica exponencial. A norma IEC 60943 estabelece que para os contatos de cobre, é válida a seguinte relação:

$$s = \left[s_0^2 + te^{(34,31-11700/T)}\right]^{1/2} \quad [\text{Å}] \tag{13}$$

Com temperatura em [K] e tempo em [h] como parâmetros de entrada dessa equação. Além disso, $s_0 = 20$ Å é uma camada inicial de óxido de cobre formada imediatamente após a exposição ao oxigênio da atmosfera. Com isso, a Eq. (13) aliada à teoria apresentada acrescenta ao modelo matemático a capacidade de predição do tempo necessário para que o filme de óxido atinja uma determinada espessura crítica. Isso é particularmente aplicável às chaves seccionadoras, as quais têm uma liga de cobre em sua composição.



METODOLOGIA

A simulação numérica se inicia com o modelo matemático por balanço global de energia (Eq. 1) sendo adaptado para estimar a resistência elétrica de contato da junção a partir de registros de temperatura disponíveis em relatórios de inspeção da chave seccionadora realizados pela equipe de manutenção da subestação de energia (Apêndice). Em seguida, uma simulação transiente do modelo por balanço de energia é feita a partir da aplicação do histórico de valores de corrente registrado durante um longo intervalo de tempo de operação da subestação. Essa abordagem aliada à teoria do contato elétrico apresentada permite atualizar a estimativa inicial de resistência de contato e garante um poder de predição do tempo necessário para que o crescimento do filme de óxido o faça atingir uma espessura crítica prédefinida. A Fig. (5) ilustra como a estratégia de diagnóstico se desenvolve segundo essa linha de raciocínio.



Figura 5. Definição de risco técnico associado ao mecanismo de oxidação dos contatos

De acordo com a Eq. (12), a espessura inicial da camada de óxido presente nos contatos fica bem definida se forem conhecidos valores típicos de dureza e força aplicada. Para os contatos de cobre, foi assumido um valor de dureza de 350 MPa (IEC 60943, 2009). Outra norma da mesma instituição estabelece que o esforço máximo de fechamento da chave seccionadora possui um valor de 250 N (IEC 60694, 2006). Para fins de cálculo, foi adotado um valor um pouco inferior, 150 N.

Com essas premissas sobre a Eq. (12), o conhecimento da espessura do filme de óxido ainda depende de considerações a respeito da resistividade de túnel. Conforme discutido, contatos de cobre em estado novo apresentam um valor máximo de resistividade de túnel da ordem de $3 \times 10^{-11} \Omega m^2$ além da formação de uma camada inicial de filme $s_0 = 20$ Å o que conduz a um valor de referência para resistividade elétrica $\rho_f = 1,5 \times 10^{-2} \Omega m$, utilizado nesse trabalho. Voltando à norma IEC 60943, os contatos de cobre severamente oxidados dificilmente apresentam uma espessura superior a 10 nm (= 100 Å) e, portanto, esse foi adotado como o valor crítico no modelo. Assumindo a relação expressa pela Eq. (13), tem-se, portanto, uma relação direta entre o estado de degradação indicado pelo modelo matemático e o tempo necessário para que a camada de óxido atinja seu valor crítico.

A incerteza de qualquer resultado estimado por um modelo, como é o presente caso, é determinada através da combinação de todas as incertezas das variáveis de entrada existentes. Retomando o balanço de energia, a resistência elétrica pode ser escrita como função dos demais parâmetros:

$$R_c = f(T_s, i, \varepsilon, h_{conv}, T_{\infty}, A_{sup}, \dots)$$
(14)

Admitindo que as medições das variáveis de entrada do modelo são não correlacionadas, o método geral de estimativa de incertezas combinadas é dado por:

$$u_c^{\ 2}(R_c) = \left(\frac{\partial f}{\partial T_s} u(T_s)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial i} u(i)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} u(\varepsilon)\right)^2 + \dots$$
(15)

Para o propósito de análise das incertezas na estimativa da resistência de contato da chave seccionadora, o modelo teórico por balanço de energia foi implementado no *software* EES, que possui rotina própria para determinação da incerteza combinada a partir das estimativas de incertezas de cada variável de entrada. Na sequencia, são apresentados os resultados obtidos da simulação do regime de funcionamento da chave seccionadora a partir do banco de dados disponibilizado pela Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG), em uma de suas subestações.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O banco histórico do sistema supervisório da CEMIG, subestação Adelaide, contém o registro das correntes a cada 15 minutos ininterruptamente até que seja feita alguma intervenção no equipamento responsável pela aquisição, durante todo o ano de 2015. A Fig. (6) mostra o comportamento geral da corrente elétrica ao longo do período de um mês, onde fica evidente a grande amplitude do carregamento cíclico submetido diariamente aos componentes de subestação.







De posse dos parâmetros de entrada do modelo de medição matemático e das incertezas associadas a cada um, o *software* EES indicou a seguinte estimativa para a resistência elétrica no contato principal:

 $R_c = 98,3 \pm 17,7 \quad [\mu\Omega] \tag{16}$

O que, pela teoria do contato elétrico apresentada, remete a uma estimativa da camada de óxido formada na superfície do contato:

$$s_o = 57,6 \pm 11,6$$
 [Å] (17)

O pior e melhor cenários definidos pelos limites superior e inferior (respectivamente) da estimativa da espessura do filme de óxido foram investigados. Na análise transiente proposta, foi aplicado à chave seccionadora o todo carregamento anual de corrente (onde salienta-se que o período correspondente a apenas um mês está apresentado na Fig. 6). A Tab. 1 é o resultado de reproduções sucessivas da simulação de carregamento anual, mostrando a evolução da camada de óxido ao longo de vários anos de operação da chave seccionadora.

Ano	Melhor cenário [Å]	Pior cenário [Å]	
-	46,0	69,2	
1	46,9	69,8	
2	47,7	70,4	
3	48,5	71,0	
4	49,3	71,7	
5	50,1	72,3	
6	50,9	72,9	
7	51,7	73,5	
8	52,4	74,1	
9	53,2	74,7	
10	53,9	75,4	

Tabela 1. Evolução da camada de óxido no contato principal da chave

De onde se vê que a evolução do filme de óxido é muito lenta. Em um período de 10 anos de operação, foram verificados aumentos de 17,2% e 9,0% nos valores obtidos para o melhor cenário e o pior cenário, respectivamente. O crescimento inferior para o pior cenário se explica pelo fato de que a formação de camadas mais espessas inibe o processo, diminuindo a velocidade da oxidação.

Adicionando um caráter bem mais conservador à análise, foi avaliado o tempo que a chave seccionadora suporta ao ser submetida a um carregamento de corrente constante de valor igual à corrente nominal (630 *A*), dentro do critério



de espessura máxima admissível para o filme de óxido formado. Os resultados obtidos ao simular essa condição extrema de funcionamento são apresentados na Fig. 7.



Figura 7. Evolução do filme de óxido no contato principal da chave seccionadora em resposta ao carregamento na corrente nominal

Para essa condição, o pior cenário e o melhor cenário apresentam comportamentos bem distintos, sendo necessário um período de aproximadamente 16 meses para o nível crítico ser alcançado no pior cenário e um tempo de 3,2 anos no segundo caso.

Assim, essa metodologia de diagnóstico para as chaves seccionadoras deve ser encarada como uma estimativa do comportamento do ativo e uma previsão do tempo até o estabelecimento de uma condição crítica, tendo em vista exclusivamente o modo de falha específico analisado. Salienta-se também que a coleta de dados realizada de forma correta é fundamental para a utilização eficiente de qualquer modelo matemático. Com a realização de novas inspeções, o modelo pode ser realimentado com os novos valores medidos, atualizando o parecer técnico para diagnóstico do componente.

CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentada uma proposta de modelagem matemática por balanço de energia para estimativa da temperatura de operação de chaves seccionadoras de subestações de energia. Nessa modelagem foi apresentada uma alternativa de análise separada das regiões do contato principal e da articulação. Tal estratégia foi necessária uma vez que os gradientes de temperatura resultantes da geração concentrada de calor em pontos específicos da chave tornariam a abordagem por capacitância global pouco confiável.

Na simulação transiente, a aplicação do carregamento de correntes de longa duração foi utilizada para estimar um valor inicial e, posteriormente, avaliar o crescimento da camada de óxido formada nos contatos. O crescimento discreto revelado pelo modelo, para valores normais de corrente, é um indicativo de que esse não é o modo de falha mais importante que conduz à degradação das chaves seccionadoras. Como alternativa conservadora para o diagnóstico, foi avaliado o tempo necessário para que a camada de óxido chegasse ao valor crítico de 100 Å sob condições bem mais severas de operação, correspondendo à corrente nominal de 630 *A*. Nessa segunda condição, em pouco mais de um ano de operação a falha elétrica já se manifestaria segundo estimativa do modelo matemático.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio da CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) no desenvolvimento deste trabalho, através da concessão de bolsa de pesquisa.

REFERÊNCIAS

Bergman, T.L., T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2014. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Sétima Edição, John Wiley & Son.

Braunovic, M.; Konchits, V.V.; Myshkin, N.K., 2006. Electrical Contacts: Fundamentals, Applications and Technology. CRC Press.

Delmar. Produtos - Redes de Distribuição. Disponível em: < http:// delmar.com.br/ lt.asp>. Acesso em: 10 jan.2015.



- DINIZ, H.E.P., 2013. Termografia Quantitativa como Ferramenta de Gestão de Ativos do Sistema Elétrico de Potência. Dissertação. Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Belo Horizonte MG.
- Greenwood, J.A., 1966. Constriction Resistance and the Real Area of Contact. British Journal of Applied Physics. v.17, n.12, p. 1621-1632.
- IEC International Electrotechnical Commission, 2006. IEC/TR 60694, Common Specifications for High Voltage Switch Gear and Control Gear Standards.
- IEC International Electrotechnical Commission, 2009. IEC/TR 60943, Guidance Concerning the Permissible Temperature Rise for Parts of Electrical Equipment, in Particular for Terminals.
- Souza, A.F., 2002. Sistema para Monitoração da Operação de Chaves Seccionadoras de Alta Tensão Baseado na Análise das Correntes do Motor de Acionamento. Dissertação. Programa de pós-graduação em Engenharia Elétrica. Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Florianópolis SC.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial

(x) Energia

- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos

APENDICE - Relatório de inspeção em chave seccionadora





XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS NA REGIÃO METROPOLITANA DE LONDRINA

Felipe Lima Castro Gerhardt, Guilherme Oliviak Stabile, Pedro Henrique Biazi Paulovich de Lima, Willian de Almeida Luz, Rodrigo Corrêa da Silva*, Ismael de Marchi Neto

Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Londrina

Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos, Grupo de Pesquisa em Energia e Engenharia Térmica Estrada dos Pioneiros, 3131 - Jardim Morumbi, Londrina – PR rodrigosilva@utfpr.edu.br

RESUMO: O presente trabalho tem como objetivo avaliar o potencial de geração de eletricidade a partir do resíduo sólidos urbano (RSU) na região metropolitana de Londrina-PR. O estudo possui como foco principal a geração de eletricidade a partir de um ciclo de potência a vapor utilizando conversão direta do combustível por meio da combustão em uma unidade geradora de vapor. O estudo baseou-se em dados disponibilizados pela Companhia Municipal de Trânsito e Urbanização (CMTU) de Londrina, além de informações disponíveis em institutos de pesquisa e através de uma revisão da literatura especializada. Valores do poder calorífico do combustível e dados operacionais de usina termelétrica são determinados em função de sua eficiência, distância de coleta do RSU e percentual de recuperação do material reciclável.

Palavras-Chave: Resíduo Sólido Urbano, Energia, Usina Termelétrica

ABSTRACT: The objective of this study is to evaluate the potential of electric power generation from urban solid waste in the metropolitan region of Londrina-PR. The study focuses on the electric power generation from a steam power cycle through combustion within a boiler. Data from municipal traffic and urbanization agency of Londrina (CMTU) and other information provided by research institutes and bibliographic references are applied as main references in this study. Values of fuels' heating value and other operational data of a power plant are determined as function of efficiency, collection distance, and recovery percentage of recycling material.

Keywords: Urban Solid Waste, Energy, Thermoelectric power plant

INTRODUÇÃO

A Política Nacional de Resíduos Sólidos (PNRS), em vigor através da lei n° 12.305 de 02 de agosto de 2010, determinou a obrigatoriedade da oferta de coleta seletiva pelos municípios. A PNRS classifica como destinação final ambientalmente adequada a reutilização, a reciclagem, a compostagem, a recuperação e o aproveitamento energético ou outras destinações admitidas pelos órgãos competentes (Soares, 2011). Dos 72,5 milhões de toneladas de RSU coletados no Brasil em 2015, 41,4% foram destinados a aterros ou lixões controlados, os quais não possuem um sistema adequado para proteção do ambiente contra danos e degradações. Dados apontam que 59,71% dos 5570 municípios ainda fazem uso de locais impróprios para a destinação do lixo (Abrelpe, 2015). Apenas 1055 cidades brasileiras — 434 do sudeste, 421 do sul, 102 do nordeste, 84 do centro-oeste e 14 do norte — adotam a PNRS totalmente ou parcialmente, ou seja, menos de 20% das cidades brasileiras. Isso significa que apenas 31 milhões de pessoas — 15% da população — são atendidas pela coleta seletiva. Todavia, deve-se ressaltar que muitas pessoas com acesso à coleta seletiva não utilizam o serviço adequadamente. Estima-se que 35% dos resíduos são descartados incorretamente. Além dos desafios de promover a conscientização das pessoas, outro obstáculo é o custo médio quatro vezes superior da coleta seletiva (R\$390,00/tonelada) em relação à coleta convencional (R\$95,00/tonelada).

Uma das alternativas para superar os obstáculos relacionados a PNRS é o aproveitamento energético do RSU para geração de eletricidade. Atualmente, a potência instalada das usinas no Brasil é de 159 GW (Aneel, 2018a). O Brasil dispõe um parque gerador fundamentado em energias renováveis, onde as usinas hidrelétricas correspondem a 60,22% da potência instalada. O país tem avançado de forma consistente na geração de eletricidade a partir do vento e as usinas eólicas já correspondem por 8,11% do parque gerador. As usinas fotovoltaicas respondem por apenas 0,82% da capacidade instalada e ainda se encontram em fase de consolidação, embora a participação de painéis fotovoltaicos instalados de forma descentralizada esteja aumentando consideravelmente. Em virtude do parque gerador ser fundamentado em uma fonte renováveis não-firmes, sujeita a variações e sazonalidades, as usinas termelétricas desempenham papel crucial em termos de segurança energética, garantindo o suprimento de eletricidade em situações de baixo nível dos reservatórios (Corrêa da Silva et al, 2016). O Balanço Energético Nacional de 2013, publicado pelo


Ministério de Minas e Energia através da Empresa de Pesquisa Energética (EPE), aponta que a geração hidráulica foi responsável por suprir 81,8% da demanda em 2011 (Aneel, 2013); esses dados indicam a forte dependência da geração de eletricidade a partir da fonte hidráulica.

As usinas termelétricas representam atualmente 26,02% da capacidade instalada (41,38 GW) e são movidas essencialmente por combustíveis fósseis — carvão, óleo diesel e gás natural — além de biomassa, as quais incluem bagaço de cana-de-açúcar, resíduos florestais e biogás (Aneel, 2018). Não há informação a respeito de usinas termelétricas conectadas ao Operador Nacional do Sistema (ONS) operando com RSU no Brasil, embora inúmeros países já utilizam essa fonte de energia, como é o caso dos Estados Unidos, China, Alemanha, entre outros. A tecnologia *Waste-to-Energy* (WtE) utiliza resíduos de uma forma geral para geração de energia. No caso específico do RSU, inúmeras formas de conversão encontram-se disponíveis e incluem a conversão térmica, conversão biológica e a conversão a partir de aterros. A conversão anaeróbica é mais indicada a para a conversão de RSU composto por alimentos e podas, enquanto a gaseificação é mais adequada para tratamento de resíduos plásticos. A conversão térmica a partir da combustão em fornalhas permanece a opção mais atrativa e flexível, uma vez que pode ser utilizada para todo tipo de RSU (Kumar & Samadder, 2017).

O presente trabalho foi desenvolvido como parte integrante da disciplina de Geração e Distribuição de Vapor do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, câmpus Londrina, com o objetivo de avaliar o potencial de geração de eletricidade a partir do RSU em Londrina e região metropolitana. A tecnologia selecionada para condução do estudo é a combustão direta ou incineração em fornalhas de unidades geradoras de vapor. Vapor superaquecido é direcionado para um conjunto composto por uma turbina e gerador. Após a expansão na turbina, a água é direcionada para um condensador antes de ser encaminhada novamente para o gerador de vapor. Através de cálculos fundamentados em princípios de Termodinâmica, dados operacionais de uma usina termelétrica, incluindo a potência instalada e a capacidade de geração foram avaliadas em função da eficiência, poder calorífico do combustível, recuperação do material reciclável, e da distância de coleta do RSU. Dados referentes a coleta de RSU em Londrina foram extraídos junto à Companhia Municipal de Trânsito e Urbanização (CMTU) do município, enquanto outras informações foram obtidas a partir de publicações disponibilizadas na literatura especializada.

LONDRINA E REGIÃO METROPOLITANA

A cidade de Londrina encontra-se localizada na região norte do estado do Paraná. Possui uma população de estimada em 2017 de 558.439 pessoas (IBGE, 2017), sendo a segunda cidade mais populosa do Paraná e a quarta da região sul. A região metropolitana de Londrina foi instituída pela da Lei Complementar Estadual 81, de 17 de junho de 1998 e atualmente é composta por vinte e cinco municípios e conta com cerca de 1,094 milhão de habitantes. A Tab. 1 indica a distância em relação à cidade Londrina bem como dados do número de habitantes das cidades que compõem a região metropolitana.

Cidade	Distância para Londrina [km]	População [hab]	Cidade	Distância para Londrina [km]	População [hab]
Londrina	-	558.439	Miraselva	49,61	1.875
Cambé	12,00	105.347	Sabáudia	56,70	6.702
Ibiporã	14,50	53.356	Guaraci	61,76	5.492
Rolândia	21,80	64.726	Jaguapitã	63,00	13.398
Arapongas	24,00	118.477	Alvorada do Sul	65,90	11.237
Jataizinho	29,17	12.615	Tamarana	67,40	14.143
Rancho Alegre	37,03	3.963	Primeiro de Maio	69,20	11.286
Bela Vista do Paraíso	39,60	15.656	Centenário do Sul	69,50	11.246
Uraí	40,09	11.662	Pitangueiras	70,00	3.140
Prado Ferreira	40,95	3.718	Lupionópolis	79,15	4.911
Assaí	42,50	5.999	Florestópolis	86,00	11.087
Sertaneja	45,63	5.678	Porecatu	98,00	13.754
Sertanópolis	47,10	16.485	População Total	1.094.39	92

Tabela 1. Dados das cidades da região metropolitana de Londrina.

Em 2017, o valor médio de RSU coletado apenas na cidade de Londrina foi de 11.373,9 t/mês — dos quais 750,9 t/mês são materiais recicláveis —, equivalente a um média diária de 379,13 t/dia, (CMTU, 2017). Esse dado não contabiliza o RSU proveniente da limpeza urbana, capinagem e roçagem. A partir de dados populacionais, estima-se a coleta de RSU per capita do município de Londrina seja de 0,679 kg/dia-hab. É importante ressaltar que esse valor é aproximadamente 28% inferior à média per capita de RSU coletado no Brasil em 2016, estimado em 0,948 kg/dia-hab



(Abrelpe, 2016). A partir dos dados de RSU coletado para a cidade de Londrina e dos dados populacionais das cidades que compõem a região metropolitana, a quantidade de RSU coletado em função da distância em relação a Londrina foi estimada. A Fig. (1) indica que a região metropolitana de Londrina possui um potencial de coleta de RSU para geração de eletricidade de 379,13 a 743 t/dia.

De acordo com a Companhia Paranaense de Eletricidade (COPEL), o consumo na cidade de Londrina em 2016 foi de 1.160.067 MWh (Prefeitura de Londrina, 2017; IPARDES, 2016); isso significa que em um ano, cada habitante consome 2,08 MWh. O consumo de eletricidade da região metropolitana de Londrina em 2016 foi de 2.701.331 MWh, o que representa um consumo per capita de 2,468 MWh (IPARDES, 2016).



Figura 1. Estimativa dos RSU gerado diariamente na região metropolitana de Londrina

CARACTERÍSTICAS DO RSU

A avaliação para implementação de usina termelétrica passa necessariamente pela determinação da quantidade de combustível e das suas características. Dimensão das partículas, conteúdo de umidade, densidade, composição gravimétrica e poder calorífico são importantes parâmetros importantes para o dimensionamento de uma usina termelétrica, em particular da unidade geradora de vapor. Esses parâmetros variam drasticamente de uma região para outra. O perfil socioeconômico desempenha um papel crucial nas características do RSU, além de outros fatores como condições climáticas, demografia, frequência de colet, percentual de recuperação do material reciclável, etc. Países mais pobres apresentam em geral maior quantidade de material orgânico no RSU em relação aos países desenvolvidos. Em contrapartida, países desenvolvidos possuem uma composição gravimétrica do RSU com maior parcela de papel, plásticos e metais (Hoornweg & Bhada-Tata, 2012). Consequentemente, o poder calorífico do combustível — que pode ser definido como o conteúdo de energia em uma unidade de massa do combustível — varia consideravelmente de uma região para outra. O poder calorífico do RSU proveniente de países desenvolvidos varia entre 8,30 e 12,50 MJ/kg, enquanto em países em desenvolvimento o valor varia entre 3,00 e 10,80 MJ/kg (Kumar & Samadder, 2017d). No presente estudo a avaliação é realizada utilizando o poder calorífico inferior (PCI), o qual é mais conveniente para contabilização da energia disponibilizada pelo combustível, uma vez que desconta a energia cedida pela condensação do vapor d'água.

Em virtude da ausência de dados específicos para a região de Londrina, os dados da composição gravimétrica do RSU e do PCI de cada componente foram obtidos a partir de dados disponibilizados na literatura especializada. Para fins de comparação, foram utilizadas duas referências para estimativas de composição e PCI conforme Tab. 2 e definidas aqui como sendo RSU1 e RSU2. O estudo conduzido por Soares (2011) determinou a média da composição gravimétrica de 11 amostras de RSU coletadas em Nova Iguaçu (RJ) e Rio de Janeiro (RJ); valores do PCI de alguns componentes foram determinados por (Soares, 2011); apenas o PCI de plástico filme e duro foram obtidos a partir de SESP, 2014. Já a segunda composição gravimétrica média do RSU2 do Brasil foi mencionada em Abrelpe (2012); os respectivos valores dos PCI de cada componente foram coletados por um estudo realizado em Minas Gerais por FEAM (2012).

O valor do poder calorífico do RSU1 e RSU2 foram estimados pela Eq.(1), onde x_{gi} e PCI_i é a fração mássica dada pela composição gravimétrica e o poder calorífico de cada componente da amostra; no presente estudo o PCI_{RSU} é calculado em MJ/kg.

$$PCI_{RSU} = \sum_{i=1}^{N} x_{gi} PCI_i \tag{1}$$

O valor do PCI foi estimado em 8,25 MJ/kg para o RSU2 e em 12,48 MJ/kg para o RSU1. Nota-se claramente que o material reciclável, principalmente o plástico, papel e papelão são cruciais para o aumento do PCI. O Brasil ainda possui uma baixa taxa de reciclagem do RSU, sendo grande parte ainda descartada em aterros. No presente estudo são considerados materiais recicláveis plásticos, papel e papelão, borracha, material têxtil, couro, além de outros materiais



inertes como vidro e metais, por exemplo. O efeito do percentual de recuperação dos materiais recicláveis no RSU1 e RSU2 foram contabilizadas para o cálculo do PCI conforme Fig. (2) através de uma correção das frações mássicas de cada componente x_i .

	RSU1			RSU2	
Componente	Fração [%] Soares (2011)	PCI [MJ/kg] Soares (2011) e SESP (2014a)	Componente	Fração [%] ABRELPE (2012)	PCI [MJ/kg] FEMA (2012)
Matéria orgânica	51,84	3,30	Matéria orgânica	51,40	2,98
Plásticos Plástico filme Plástico duro	18,67 10,60 8,07	32,00 32,00	Plásticos	13,70	34,27
Papel e papelão	16,80	17,00	Papel e papelão	13,10	11,42
Borracha	0,71	32,00	Borracha	0,50	36,12
Trapos	4,12	21,00	Têxteis e couro	2,80	8,04
Couro	1,04	10,00	Madeira	1,20	10,42
Espuma	1,01	23,00	Inertes	17,30	0,00
Isopor	0,99	40,00	-	-	-
Metais	2,43	0,00	-	-	-
Vidro	1,82	0,00	-	-	-
Fraldas	0,55	0,00	-	-	-
Outros	0,02	0,00	-	-	-
Total	100%	12,48 MJ/kg	Total	100%	8,25 MJ/kg

Tabela 2. Composição gravimétrica e poder calorífico inferior de cada componente do RSU.

O valor do poder calorífico do RSU1 e RSU2 foram estimados pela Eq.(1), onde x_{gi} e PCI_i é a fração mássica dada pela composição gravimétrica e o poder calorífico de cada componente da amostra; no presente estudo o PCI_{RSU} é calculado em MJ/kg.

$$PCI_{RSU} = \sum_{i=1}^{k} x_{gi} PCI_i$$

(1)

O valor do PCI foi estimado em 8,25 MJ/kg para o RSU2 e em 12,48 MJ/kg para o RSU1. Nota-se claramente que o material reciclável, principalmente o plástico, papel e papelão são cruciais para o aumento do PCI. O Brasil ainda possui uma baixa taxa de reciclagem do RSU, sendo grande parte ainda descartada em aterros. No presente estudo são considerados materiais recicláveis plásticos, papel e papelão, borracha, material têxtil, couro, além de outros materiais inertes como vidro e metais, por exemplo. O efeito do percentual de recuperação dos materiais recicláveis no RSU1 e RSU2 foram contabilizadas para o cálculo do PCI conforme Fig. (3) através de uma correção das frações mássicas de cada componente x.



Figura 2. PCI em função do percentual de recuperação do material reciclável para o RSU1 e RSU2.



TECNOLOGIA DE CONVERSÃO ENERGÉTICA ATRAVÉS DA COMBUSTÃO

No Brasil, a incineração ou combustão é utilizada somente para resolver a questão da disposição final dos resíduos perigosos e uma parcela dos resíduos hospitalares (Tavares, 2007). Já nos países da Europa e Ásia, particularmente no Japão, essa tecnologia de conversão é amplamente aplicada uma vez que a disposição em aterros é bastante restritiva. A incineração é a rota tecnológica mais difundida e empregada mundialmente para tratar o RSU e reaproveitar o seu conteúdo energético (Abrelpe, 2012); nessa tecnologia a massa e volume do RSU podem ser reduzidas em 70% e 90%, respectivamente (Kumar & Samadder, 2017). O processo de conversão de energia térmica em elétrica, em geral se passa por um ciclo de potência a vapor e sua capacidade é fortemente dependente da quantidade do RSU e do seu poder calorífico, bem como da eficiência da planta (dos Santos, 2016). Basicamente, as plantas destinadas à conversão energética do RSU em eletricidade contam com oito etapas conforme Fig. (3). Inicialmente, o RSU é descarregado no fosso (etapa 1), onde uma garra mecânica controlada por um operador alimenta as moegas (etapa 2); todavia é conveniente uma triagem prévia para retirada de materiais metálicos ou para triturar resíduos de dimensões acima das especificadas para a fornalha. O RSU é direcionado para a grelha de uma fornalha (etapa 3), onde ocorre a combustão e parte do calor é transferido para as paredes de água da caldeira aquotubular e outros feixes tubulares como superaquecedores e reaquecedores (etapa 4), gerando vapor para ser introduzido numa turbina. As cinzas de fundo (cinzas mais pesadas) são removidas ao final da grelha (etapa 5) onde alguns resíduos metálicos são separados do restante. Os gases de combustão passam por um sistema de remoção particulado fino, conhecido como cinzas leves (etapa 6) e por um sistema de tratamento de gases (etapa 7) antes de serem lançados ao ambiente pela chaminé (etapa 8).



Figura 3. Esquema de uma planta de conversão de RSU para geração de eletricidade.

As cinzas de fundo são caracterizadas normalmente materiais inertes como minerais, metais ferrosos e não ferrosos e até 3% de material orgânico. As cinzas de fundo devem ser separadas por um separador eletromagnético e caracterizadas como inertes (Leite, 2016). As cinzas leves devem ser removidas preferencialmente por um precipitador eletrostático e possuem alta concentração de poluentes, impedindo o seu reuso; segundo a NBR 10004 são resíduos de classe 1 e devem ser dispostos em aterros industriais (Abrelpe, 2012). Estudos recentes apontam a possibilidade de uso das cinzas de fundo na indústria de pavimentação e produção de cimento (Meylan & Spoerri, 2014; Allegrini et al, 2014). As emissões exigidas para incineração são as mais restritivas entre todas as fontes de geração aplicadas em usinas termelétricas, como carvão, óleo combustível e gás natural, etc (Abrelpe, 2012). O tratamento de gases de combustão deverá assegurar o cumprimento dos limites de emissão dos poluentes, que no Brasil estão determinados por resoluções do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Alguns estados, no âmbito de sua competência, já determinaram limites mais restritivos do que os nacionais, seguindo na mesma linha da Diretiva 2000/76/EC da União Europeia de 28/12/2000 (Abrelpe, 2012).

Parâmetros operacionais avaliados

Entre os parâmetros operacionais a serem avaliados no presente trabalho encontra-se a eficiência. A eficiência operacional das usinas termelétricas é limitada pela segunda lei da Termodinâmica através do enunciado de Kelvin-Planck e dos teoremas de Carnot. Na prática, os valores de eficiência das usinas termelétricas encontram-se muito abaixo dos valores máximos teóricos, estimados normalmente em 70-80%. Tipicamente, a média mundial das usinas termelétricas que operam segundo um ciclo de potência a vapor é de aproximadamente 30%, embora existam usinas mais modernas que utilizam caldeiras ultrasupercríticas operando com vapor de água acima de 240 bar e 600 °C e eficiências acima de 40%. No caso específico de usinas termelétricas operando com RSU, a adoção de caldeiras que operam acima do ponto crítico é impeditiva, uma vez que a viabilidade econômica é normalmente atingida para usinas com potência acima de 500 MW. As usinas termelétricas que operam segundo um ciclo de potência a termelétrica de potência a vapor em países em desenvolvimento, como o Brasil, possuem uma eficiência normalmente abaixo de 25%. A eficiência, dada por η , pode ser calculada através



da Eq. (2), onde \dot{W} é a potência nominal em MW enquanto \dot{Q} é a taxa de transferência de calor em MW fornecida essencialmente pela conversão química do combustível conforme Eq. (3); \dot{m} é o consumo de combustível em t/h. No presente estudo são avaliados os parâmetros operacionais para eficiências variando entre 15% e 30%. $\eta = \dot{W}/\dot{Q}$ (2)

$$\dot{Q} \simeq \frac{1000}{3600} \dot{m}. PCI_{RSU} \tag{3}$$

A quantidade de energia elétrica gerada anualmente em MWh, dada por É, é calculada multiplicando-se a potência nominal pela quantidade de horas anuais (8760 h) e por um fator de disponibilidade f. Por simplicidade, o presente estudo considera um fator de disponibilidade igual ao valor unitário, equivalente a uma disponibilidade de 100% da planta ao longo do ano,

(4)

 $\dot{E} = 8760. \dot{W}. f$

A fração mássica corrigida de cada material, dada por x_i , levando em consideração o percentual de recuperação de material reciclável REC%, é calculada segundo a Eq. (5), onde $x_{o,i}$ é dado pela Eq. (6), $x_{g,i}$ é a fração de cada material exposta na Tab.2. Deve-se observar que os materiais não recicláveis não são corrigidos pela Eq. (6), sendo assim $x_{0,i}$ é igual a x_{g,i}.

$$x_{i} = \frac{x_{o,i}}{\sum_{i=1}^{k} x_{0,i}}$$
(5)

$$x_{o,i} = x_{o,i} \cdot (1 - REC\%)$$
(6)

 $x_{o,i} = x_{a,i} \cdot (1 - REC\%)$

O percentual de atendimento da demanda, PAD, é dado pela Eq. (7), onde o valor C é o consumo anual em MWh de eletricidade na região de avaliação. O número de pessoas atendidas, NPA, é dado pela Eq. (8), onde o valor D é o consumo médio de eletricidade per capita ao longo de um ano para a região de estudo.

$$PAD = \dot{E}/C \tag{7}$$

$$NPA = \dot{E}/D \tag{8}$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Potencial de geração de eletricidade a partir de RSU em Londrina

A Fig. (4) ilustra a potência da usina termelétrica para a cidade de Londrina em função da eficiência (15, 20,25 e 30%) e do percentual de recuperação do material reciclável. Como esperado, maiores eficiências da usina termelétrica conduzem a maiores valores de potência, tanto para o RSU1 quanto para o RSU2. Em contrapartida, uma maior recuperação do material reciclável contribui negativamente para a potência, uma vez que tanto o PCI quanto a massa disponível de RSU para conversão energética são reduzidos.

Uma usina termelétrica de eficiência de 15% operando com combustível com características iguais ao RSU1 e eficiência de 15%, opera com potência de 1,55 MW para o caso de uma recuperação total do material reciclável (100%) e 8,21 MW sem recuperação do material reciclável (0%). Para uma eficiência de 30%, o RSU1 fornece uma potência entre 3,11 MW e 16,43 MW para 100% e 0% de percentual de recuperação do material reciclável, respectivamente. Dados apontam que uma usina termelétrica operando com um combustível com características RSU2 com recuperação completa do material reciclável (100%) fornece uma potência de 1,09 MW e 3,11 MW quando a eficiência da planta é de 15% e 30%, respectivamente. Quando não há recuperação do material reciclável do RSU2 (0%), a usina é capaz de operar com potência entre 5,43 MW para eficiência de 15% e 10,87 MW para eficiência de 30%.

Estimativas da energia elétrica gerada anualmente para um fator de disponibilidade de 100% encontram-se ilustradas na Fig. (5). Para uma situação onde há recuperação do material reciclável, 143,9 GWh e 95,2 GWh são gerados a partir do RSU1 e RSU2 para uma eficiência de 30%, respectivamente. A energia gerada é reduzida à medida que o percentual de recuperação de material reciclável é aumentado. Para o limite máximo de percentual de recuperação (100%) e menor eficiência estimada para a usina termelétrica (15%), estima-se uma geração anual de 13,6 GWh e 9,5 GWh para o RSU1 e RSU2, respectivamente.

Estima-se que o percentual de atendimento de demanda de Londrina a partir da usina termelétrica varie entre 8,20% (RSU2) e 12,41% (RSU1) para o maior nível de eficiência numa situação onde não há recuperação do material reciclável; equivalente a demanda de 46 mil e 70 mil habitantes. Quando todo o material reciclável é recuperado e a eficiência de operação da usina é a menor (15%), o atendimento da demanda é de 0,82% para o RSU2 e 1,17% para o RSU1, equivalente ao consumo de aproximadamente 5 mil e 6,5 mil londrinenses.



Figura 4. Potência da usina termelétrica para a cidade de Londrina em função do percentual de recuperação do material reciclável e da eficiência.



Figura 5. Energia gerada pela usina termelétrica em função do percentual de recuperação do material reciclável do RSU1 (esquerda) e RSU2 (direita). Valores para a cidade de Londrina.

Potencial de geração de eletricidade a partir de RSU na região metropolitana de Londrina

Uma avaliação análoga àquela apresentada na seção anterior é realizada para a região metropolitana. A partir de estimativas do RSU coletado para a região metropolitana (Fig. 1), valores potência da usina termelétrica são apresentados na Fig. (6) em função da eficiência e do percentual de recuperação do material reciclável. Em razão da maior disponibilidade de RSU, a potência operacional da usina é superior em relação àquela exclusivamente operando com RSU coletado em Londrina.

Dados apontam a viabilidade técnica para instalação de uma usina termelétrica com potência de 32,19 MW para uma eficiência de 30% sem recuperação de material reciclável quando um combustível com características iguais ao RSU1 é utilizado. Utilizando o RSU2, o valor da potência da usina é reduzida para 21,29 MW. Para uma situação onde



todo o material reciclável é recuperado e eficiência de 15%, o RSU2 fornece uma potência de 2,14 MW enquanto o RSU1 fornece 3,04 MW.



Figura 6. Potência da usina termelétrica para a região metropolitana de Londrina em função do percentual de recuperação do material reciclável e da eficiência.

Uma avaliação da potência da usina termelétrica em função da distância de coleta do RSU em relação a Londrina é apresentado na Fig. (7). Os resultados indicam que quando não há recuperação do material reciclado, a coleta de RSU em outras cidades que compõem a região metropolitana desempenha um papel crucial para o aumento da potência. Para uma eficiência de 30%, a potência varia entre aproximadamente 11 MW e 21,5 MW para o RSU2, enquanto que para o RSU1 a potência varia entre 16,5 MW e 32 MW. Quando ocorre a recuperação do material reciclado e a eficiência é de 15%, a potência da usina utilizando o RSU2 varia entre 1 MW e 2 MW, enquanto que para o RSU1 a potência varia ente 1,5 MW e 3 MW.



Figura 7. Potência da usina termelétrica em função da distância de coleta do RSU em relação a Londrina.

Dados da energia gerada a partir da usina operando com o RSU coletado em toda a região metropolitana são apresentados na Fig. (8). Assim como na análise realizada para a cidade de Londrina, um fator de disponibilidade de



100% é utilizado. Na ausência de recuperação do material reciclável, 282,023 GWh e 186,524 GWh são gerados a partir do RSU1 e RSU2 para uma eficiência de 30%, respectivamente. Para um percentual de recuperação igual a 100% e eficiência de 15%, são gerados 26,7 GWh e 18,7 GWh para o RSU1 e RSU2, respectivamente. O percentual de atendimento de demanda da região metropolitana varia entre 6,90% (RSU2) e 10,44% (RSU1) para o maior nível de eficiência na ausência de recuperação do material reciclável; quantidades suficientes para suprir a demanda de 75,5 mil e 114 mil habitantes. Quando todo o material reciclável é recuperação e a eficiência de operação da usina é de 15%, o atendimento da demanda da região metropolitana é de 0,69% (RSU2) e 0,99% (RSU1), equivalente ao consumo de 7,5 mil e 13 mil habitantes, respectivamente.



Figura 8. Energia gerada pela usina termelétrica em função do percentual de recuperação do material reciclável do RSU1 (esquerda) e RSU2 (direita). Valores para a região metropolitana de Londrina.

CONCLUSÃO

O presente trabalho apresenta uma avaliação da utilização de resíduos sólidos urbanos gerados a partir da cidade de Londrina e região metropolitana como fonte primária para a geração de eletricidade. A tecnologia adotada no estudo é a conversão térmica por meio de combustão em unidades geradoras de vapor de um ciclo de potência a vapor. Parâmetros operacionais como potência, eficiência, quantidade de energia gerada, etc., foram avaliadas em função do poder calorífico inferior, percentual de recuperação de material reciclável do RSU, e da distância das cidades em relação a Londrina. Duas composições gravimétricas de RSU com variações do poder calorífico dos componentes foram avaliadas. As seguintes conclusões podem ser extraídas a partir do presente trabalho:

- i.O poder calorífico inferior do RSU utilizado para conversão energética é reduzido com o aumento da recuperação do material reciclável uma vez que a presença de materiais com maior poder calorífico é reduzida;
- ii.Uma avaliação apenas sob o ponto de vista energético indica que a reciclagem de material, expressa em termos da recuperação de material reciclado, não é atrativa para a conversão energética em usinas termelétricas. A potência da usina termelétrica e a quantidade de energia são reduzidas drasticamente com o aumento da recuperação do material reciclável devido à redução do poder calorífico e da quantidade de RSU disponível para conversão energética;
- iii.Para uma situação e, que não há recuperação de material reciclável, uma usina termelétrica com potência entre 5 MW e 16 MW mostra-se tecnicamente viável para a cidade de Londrina, enquanto que para a região metropolitana, a viabilidade técnica é vislumbrada para uma usina termelétrica com potência de até 32 MW;
- iv.Os resultados apontam que uma usina termelétrica operando com um combustível com características próximas ao RSU2 pode suprir até 7% da demanda de eletricidade da região metropolitana de Londrina, equivalente ao consumo de 114 mil habitantes;
- v.A coleta de RSU em função da distância em relação à Londrina impacta significativamente na potência gerada quando não há recuperação de material reciclável. Numa situação em que todo o material reciclável é recuperado, a potência da usina e a quantidade de energia gerada mantem-se baixas mesmo com o aumento da distância de coleta;
- vi.Uma das limitações do presente trabalho é a ausência de dados experimentais de composição gravimétrica e do poder calorífico do RSU. Variações significativas dos dados operacionais da usina termelétrica foram obtidas para o RSU1 e o RSU2. Como uma das sugestões para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de testes experimentais com o objetivo de caracterizar o RSU de Londrina e da região metropolitana.

REFERÊNCIAS

Abrelpe, 2012. "Caderno informativo sobre recuperação energética de resíduos", 25 Apr. 2018, <<u>http://www.abrelpe.org.br/ download/informativo recuperação energetica.pdf</u>.>



- Abrelpe, 2015 Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais, "Panorama dos Resíduos Sólidos no Brasil 2015", São Paulo -SP.
- Abrelpe, 2016 Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais, "Panorama dos Resíduos Sólidos no Brasil 2016", São Paulo -SP.
- Allegrini, E., Maresca, A., Olsson, M. E., Holtze, M. S., Boldrin, A., & Astrup, T. F., 2014, "Quantification of the resource recovery potential of municipal solid waste incineration bottom ashes", Waste management, 34(9), 1627-1636.
- ANEEL, 2018. "Capacidade de geração do Brasil". 02 Jun. 2018, <<u>http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm.</u>>
- ANEEL, 2013b. "Balanço Energético Nacional". 02 Jun. 2018, <<u>https://goo.gl/eizFt7</u>.>
- CMTU, 2017. "Companhia Municipal de Trânsito e Urbanização de Londrina". 02 Apr. 2018, <goo.gl/xPfjJi>.
- Correa da Silva, R., de Marchi Neto, I., & Seifert, S. S.,2016, "Electricity supply security and the future role of renewable energy sources in Brazil", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 59, 328-341.
- dos Santos, F.E.B, 2016, "Legal aspects of introducing waste-to-energy (WTE) technology in Sao Paulo State of Brazil: The case studies of URE Barueri and city of São Paulo" Dissertação de Mestrado Universidade de Columbia. Nova Iorque NI.
- Fundação Estadual do Meio Ambiente, 2012, "Aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos: guia de orientação para governos municipais de Minas Gerais", Belo Horizonte: FEMA, 2012. 163 p. ; il.
- Hoornweg, D., & Bhada-Tata, P., 2012, "What a waste: a global review of solid waste management".
- IBGE Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2017. "Estimativas de População". 05 Apr. 2018, <ftp://ftp.ibge.gov.br/Estimativas_de_População/Estimativas_2017/estimativa_dou_2017.pdf.>
- IPARDES Instituto Paranaense de Desenvolvimento Econômico e Social, 2016e, "Perfil avançado do município de Londrina", Londrina PR.
- Kumar, A., & Samadder, S. R., 2017, "A review on technological options of waste to energy for effective management of municipal solid waste", Waste Management.
- Leite, B.C., 2016, "Tratamento de resíduos sólidos urbanos com aproveitamento energético: Avaliação econômica entre tecnologias de digestão anaeróbica e incineração", Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-Graduação em Energia da Universidade de São Paulo, São Paulo - SP.
- Meylan, G., & Spoerri, A., 2014, "Eco-efficiency assessment of options for metal recovery from incineration residues: a conceptual framework", Waste management, 34(1), 93-100.
- Prefeitura de Londrina, 2017. "Londrina em Dados 2017 (Ano base 2016)", 02 Jun. 2018 <<u>http://www1.londrina.pr.gov.br/index.php?option=com content&view=article&id=543&Itemid=558&showall=1</u>.>
- Prefeitura de Londrina, 2014. "Perfil da Região Metropolitana de Londrina 2014", 20 May 2018 <<u>http://www.londrina.pr.gov.br/dados/images/stories/Storage/sec_planejamento/perfil/regiao_metropolitana/perfil_rml_2014.pdf.</u>>
- Secretaria de Estado da Segurança Pública (SESP), Corpo de Bombeiros Militar, Diretoria de Atividades Técnicas DAT, 201a. "Carga de Incêndio Normas de Segurança Contra Incêndio". Santa Catarina, 28/03/2014, p.10-11. Disponível em <<u>http://www.cbm.sc.gov.br/dat/images/arquivo_pdf/IN/IN_29_06_2014/IN_03%20.pdf</u>>.
- Soares, E. L. S. F., 2011, "Estudo da Caracterização Física e Poder Calorífico dos Resíduos Sólidos Urbanos do Rio de Janeiro", Dissertação de Mestrado COPPEE. Rio de Janeiro RJ.
- Tavares, R. C., 2007, "Composição gravimétrica: Uma ferramenta de planejamento e gerenciamento do resíduo sólido urbano de Curitiba e região metropolitana", Curitiba-PR.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (X) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DA PRODUÇÃO DE ETANOL UTILIZANDO COMO MATÉRIA-PRIMA A CANA-DE-AÇÚCAR: UMA PROSPECÇÃO TECNOLÓGICA

Pedro Augusto Silva de Sousa

Armystron Gonçalves Ferreira de Araújo Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Piauí Rua Quintino Bocaiúva, S/N – Centro (Norte), Teresina – 64000-060 augusto.96pedro@gmail.com

RESUMO: O artigo traça o cenário atual da tecnologia de produção de etanol de cana-de-açucar a partir da análise de bases de dados de documentos de patentes sobre esse tema depositado nos principais escritórios de proteção industrial.Foram pesquisados artigos e patentes com as palavras chaves "Thermoeconomic" (Termoeconomia), "Exergetic Analysis" (Analise Exergética), "Ethanol Production" (Produção de Etanol) e combinações "Thermoeconomic and Exergetic Analysis", "Ethanol Production and Thermoeconomic" e "Exergetic Analysis and Ethanol Production". As bases utilizadas foram Scopus e Web of Science para artigos e Wipo (World Intellectual Property Organization), Uspto (United States Patent and Trademark Office), Web of Science e Espace Net para patentes. Foi encontrado e registrado em tabelas o número de patentes, o número de países e a classificação por área, por palavra chave e combinações.

Palavras-Chave: Termoeconomia, Análise Exergética, Produção do Etanol

ABSTRACT: The paper traces the current scenario of the ethanol from sugarcane production technology based on the analysis of patent documents databases on the subject deposited in major industrial protection offices. Articles and patents were searched with the key words " Thermoeconomic " (Thermoeconomic), "Exergetic Analysis" (Exergetic Analysis), " Ethanol Production " (Ethanol Production) and combinations "Thermoeconomic and Exergetic Analysis", "Ethanol Production and Thermoeconomic" and "Exergetic Analysis and Ethanol Production". The sources were Scopus and Web of Science for articles and WIPO (World Intellectual Property Organization), Uspto (United States Patent and Trademark Office), Web of Science and Space Net for patents. Was found and recorded in tables the number of patents, the number of countries and the classification by area, by keyword and combinations and the number of articles by keyword and combinations.

Keywords: Thermoeconomics, Exergetic Analysis, Ethanol Production

INTRODUÇÃO

As mudanças climáticas estão sendo colocadas como um dos principais desafios para a humanidade no século XXI. A preocupação específica com relação ao clima diz respeito ao aquecimento global ("efeito estufa"), que é gerado pelo excesso de emissão de CO2 na atmosfera. Grande parte deste excesso deriva do modelo energético global, cuja matriz tem como fonte principal de matéria-prima os recursos naturais não-renováveis, especialmente o petróleo. Diante desses fatos é necessário buscar fontes de energia limpa e o etanol é uma alternativa. (Mattei, 2014)

Desde meados da década de 70, nota-se esforços nas políticas nacionais de promoção do etanol (combustível limpo) como combustível alternativo a gasolina (fóssil). A implantação do Programa Nacional do Álcool (Proálcool), em 1975, e a criação do carro a álcool, em 1979 incentivaram a produção do etanol. O Proálcool passou por fases distintas. Na primeira, entre 1975 e 1979, estimulou- se a produção de álcool "anidro" para uso como aditivo à gasolina em proporção de 20%, variável de acordo com a disponibilidade. Durante esse período, o nível absoluto de emissões de gás carbônico no Brasil aumentou. No entanto, a emissão CO2 do setor transportes sofreu redução de 7,75 %. (Pellegrini, 2018)

É neste contexto que ganha importância a discussão do papel dos bicombustíveis1. Eles aparecem como portadores de promissoras oportunidades para diversos países e segmentos sociais, sobretudo aqueles ligados à produção agrícola. Este é o caso do Brasil, que, no último relatório sobre desenvolvimento do Banco Mundial, ganhou menção especial, ao



ser considerado o maior e mais eficiente país produtor de biocombustíveis no mundo, devido ao sistema de produção de cana-de-açúcar a baixo custo. (Mattei, 2014)

Mudanças na matriz energética brasileira é eminente e necessária, principalmente no uso de combustíveis sustentáveis. (Moran, 2013) defende que serão os engenheiros os responsáveis por desenvolver tecnologia necessária para alcançar um futuro sustentável e para tal feito a Termodinâmica será de grande ferramenta, por conseguir analisar eficientemente processos térmicos. Somados a analise térmica, essa ciência possibilita mensurar o valor econômico da energia necessária em todas as fases do processo produtivo dos biocombustíveis.

Diante disso torna-se de grande justificativa o estudo no potencial energético do etanol para analisar economicamente e energeticamente o impacto que esse combustível traz. Esse trabalho tem por objetivo um estudo de prospecção tecnológica sobre processo de análise energetica e exergética da produção de etanol a partir da cana-deaçucar.

Foram utilizados os bancos de dados, Web Of Science, Wipo e Uspto para patentes e Scopus e Web Of Science para artigos.

METODOLOGIA

Para o desenvolvimento do presente trabalho, a prospecção de anterioridade foi baseada a partir da pesquisa de patentes e artigos científicos nas bases do Space Net, Web of Science, Wipo, Uspto e nas bases de periódicos da Scopus e Espace net, afim de se analisar as publicações científicas e depósitos de patentes relacionadas as analises energética, exegética e termoeconômica da produção de etanol.

As palavras chaves utilizadas neste trabalho foram: "*Thermoeconomic*", "*Exergetic Analysis*", "*Ethanol Production*". E as seguintes combinações: "*Thermoeconomic and Exergetic Analysis*", "*Ethanol Production and Thermoeconomic*" e "*Exergetic Analysis and Ethanol Production*".

Na base de periódicos da Web Of Science e da Scopus foram analisadas as quantidades de documentos em cada base com as palavras chaves *"Thermoeconomic"*, *"Exergetic Analysis"*, *"Ethanol Production"*. E suas combinações: *"Thermoeconomic and Exergetic Analysis"*, *"Ethanol Production and Thermoeconomic"* e *"Exergetic Analysis and Ethanol Production"*. Nos bancos de dados da Espace Net, Web of Science, Wipo e Uspto foram verificados as quantidades de patentes depositadas com as palavras chaves e combinações anteriormente citadas.

Na base de dados da Scopus e utilizando as palavras chaves: *"Thermoeconomic"*, *"Exergetic Analysis"*, *"Ethanol Production"*, também foram analisadas as quantidades de artigos publicados desde os anos setenta até o presente ano, 2018. Também nessa base, foi verificada os países com maior número de publicações por área.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos e mostrados na tabela 1 referem-se às quantidades de patentes encontradas nas bases do Espace Net, Web Of Science, Wipo e Uspto.

Na Tabela 1 é possível observar que o número de patentes encontradas com a palavra chave "*Ethanol*

Production", é maior que os registrados com as demais palavras chaves nas bases da Espace Net, Web Of Science e Wipo. Isso se deve ao fato do processo de produção do etanol ser cada vez mais estudado nos últimos anos, além disso os termos "*Thermoeconomic*" e "*Exergetic Analysis*" não se tratam de processos ou produtos, mas sim de analises teóricas a respeitos de determinados processos, o que limita seu uso como palavra-chave em depósitos de patentes.

Palavras Chaves	ESPACE NET	WEB OF SCIENCE	WIPO	USPTO
Thermoeconomic	2	0	0	20
Exergetic Analysis	0	0	0	5
Ethanol Production	1.861	1.111	2.369	4311
Thermoeconomic and Exergetic Analysis	0	0	0	0
Ethanol Production and Thermoeconomic	0	0	0	0
Exergetic Analysis and Ethanol Production	0	0	0	0
TOTAL	1.863	1.111	2.369	4.336

Tabela 1. Número de Patentes por palavra chave e combinações

Quando combinadas as palavras-chaves não são encontrados registros de patentes.



A Tabela 2, está relacionado o número de artigos nas bases da Scopus e Espace Net com as palavras chaves utilizadas nesse trabalho.

Nota-se na Tabela 2 uma grande quantidade de artigos publicados com a palavra chave "*Ethanol Production*". É interessante observar que o número de artigos publicados com as combinações "*Ethanol Production and Thermoeconomic*" e "*Exergetic Analysis and Ethanol Production*" é considerado pequeno quando comparado com as demais palavras-chave. Isso mostra que a análise energética, exegética e termoeconômica do processo de produção de etanol ainda é pouco trabalhada, apesar da grande importância do etanol no contexto enérgico dos últimos anos.

Tubelu 2. Mullero de unigos por pulumu	Tubera 2 , i tainere de arages per paratia enate e comennações na seopas e vice er serence					
Palavra Chave	Scopus	Web Of Science				
Thermoeconomic	915	1.248				
Exergetic Analysis	481	498				
Ethanol Production	9.746	15.389				
Thermoeconomic and Exergetic Analysis	20	32				
Ethanol Production and Thermoeconomic	3	5				
Exergetic Analysis and Ethanol Production	3	4				
TOTAL	11.168	17.176				

Tabela 2. Número de artigos por palavra chave e combinações na Scopus e Web of Science

Estratégias adotadas por países para diminuir a dependência por petróleo a partir da década de 80, além dos incentivos ao setor de transportes para a utilização de energéticos não derivados do petróleo, como o advento do carro flex-fuel, aliados as fortes oscilações do preço do petróleo nos últimos anos e a maior preocupação com aquecimento global por parte da comunidade internacional promoveram o incentivo a inovações tecnológicas, iniciativas científicas e educacionais e novas legislações que promovam o desenvolvimento sustentável, essas medidas visam alcançar técnicas de produção e meios de consumo menos prejudiciais ao meio ambiente.

O desenvolvimento e elaboração de novas pesquisas dessa área podem ser observados na Tab. (3).

A Tabela 3 representa a quantidade de patentes desde o ano de 1983 até o ano passado (2017). Essa prospecção foi realizada na base de artigos Scopus. Observa-se um o período de pouco desenvolvimento em pesquisa cientifica na área de produção de etanol antes dos anos 2000. É possível notar que a partir do ano de 2007 houve um crescimento notável na produção de artigos, isso se deve ao fato principalmente das políticas governamentais de incentivo à produção do etanol, das oscilações do mercado do petróleo e emergência dos automóveis flex-fuel no mercado de transportes.

	1982	1989	1995	2001	2007	2010	2013	2016	2017
Ethanol Production	98	99	125	120	300	589	852	795	716

Tabela 3. Número de artigos por ano na base Scopus

A Figura 1 mostra a quantidade de artigos por países relacionados às palavras *chaves "Thermoeconomic and Exergetic Analysis"* no banco de dados Scopus. Nele é possível notar a liderança da Brasil com 04 documentos seguido do Irã e Romênia com 03 e 02, respectivamente.



Figura 1. Número de artigos por países

Documents by country or territory

Compare the document counts for up to 15 countries/territories



A Figura 2 representa o gráfico do número de artigos por ano desde 1968 até 2017 com a palavras chave "Thermoeconomic" na base de documentos Scopus.

Figura 2. Número de artigos por ano



Na Figura 4 está representada a porcentagem por área de artigos na base de periódicos da Scopus com as palavras chave "*Thermoeconomic*" e "*Exergetic Analysis*". É importante destacar a elevada porcentagem de produções cientificas na área de meio ambiente, o que mostra a preocupação em desenvolver estudos de otimização energética de processos industriais relacionados principalmente com soluções para aproveitamento racional de energia.



Figura 3. Porcentagem de patentes por área

Documents by subject area



CONCLUSÃO

Portanto chega-se a conclusão que existe uma grande quantidade de artigos publicados com a palavras chave *"Ethanol Production"* na base de dados da Scopus e Web of Science e um número bastante reduzido quando relaciona esta palavra chave com as demais, ou seja, ainda existe uma carência de pesquisas sobre analise exegética e termoeconômica do processo de produção do etanol, o que abre espaço para o desenvolvimento de novos estudos a respeito do assunto.

Como era esperado, o número de patentes relacionados as palavras chaves *"Thermoeconomic" e "Exergetic Analysis"* foi bastante pequeno na base do Espace Net, Web of Science, Wipo e Uspto. Porem com a palavra chave *"Ethanol Production"* esse número aumentou bastante, o que se justifica pelo fato da produção do etanol ser um processo

"Ethanol Production" esse número aumentou bastante, o que se justifica pelo fato da produção do etanol ser um processo que consiste em várias etapas e envolve uma grande quantidade de equipamentos.

Observou-se que os países que mais produziu documentos foram o Brasil, Estados Unidos, e Chinas, vale ressaltar que os dois primeiros são os maiores produtores de etanol do mundo, o que justifica o investimento em pesquisas e desenvolvimento tecnológico na área.

REFERÊNCIAS

ABCM, 2004. "Journal of the Brazilian Society of Engineering and Mechanical Sciences". 1 Feb. 2007, <<u>http://www.abcm.org.br/journal/index.shtml</u>.>

BORDALO, S.N., Ferziger, J.H. and Kline, S.J., 1989, "The Development of Zonal Models for Turbulence", Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 41-44. CLARK, J.A., 1986, Private Communication, University of Michigan, Ann Harbor.

COIMBRA, A.L., 1978, "Lessons of Continuum Mechanics", Ed. Edgard Blücher, S.Paulo, Brazil, 428 p.

ENSINAS, Adriano Viana. Integração térmica e otimização termoeconômica aplicadas ao processo industrial de produção de açúcar e etanol a partir da cana-de-açúcar. São Paulo, Campinas, (2008).

ESPACE NET (2018) :< https://worldwide.espacenet.com/?locale=en_EP> acessado em 10 de Julho de 2018.

INPI (2018): < https://gru.inpi.gov.br/pePI/jsp/patentes/PatenteSearchBasico.jsp > acessado em 10 de Julho de 2018.



MATTEI, Lauro. "Programa nacional para produção e uso do biodiesel no Brasil (PNPB): trajetória, situação atual e desafios." Revista Econômica do Nordeste. v. 41 n. 4 p. 731-740, 2014.

MLA. 12 April 2003, How do I document sources from the Web in my works-cited list?. Modern Language Association. 22 February 2007 < http://www.mla.org/style_faq4 >.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. Princípios de Termodinâmica para Engenharia, 7ª edição.

PELLEGRINI, Luiz Felipe. Análise e otimização termo-econômica-ambiental aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade. Diss. Universidade de São Paulo, 2009.

SCOPUS (2018) :< https://www.scopus.com/search/form.uri?display=basic > acessado em 9 de Julho de 2018.

Soviero, P.A.O. and Lavagna, L.G.M.,1997, "A Numerical Model for Thin Airfoils in Unsteady Motion", RBCM- J. of the Brazilian Soc. Mechanical Sciences, Vol.19, No. 3, pp. 332-340.

:

USPTO (2018) : < http://patft.uspto.gov/netahtml/PTO/search-bool.html > acessado em 9 de Julho de 2018.

 WEB
 OF
 SCIENCE
 (2018)
 disponível
 em

 http://appswebofknowledge.ez117.periodicos.capes.gov.br/WOS_GeneralSearch_input.do?product=WOS&search_
 mode=GeneralSearch&SID=8BeFceGxq0JJeQXn4IZ&preferencesSaved= > acessado em 10 de Julho de 2018.

WIPO (2018) disponível em : < https://patentscope.wipo.int/search/pt/search.jsf > acessado em 9 de Julho de 2018.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O autor é o único responsável pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (X) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise

() Projeto de Máquinas

() Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

CARACTERIZAÇÃO DAS FONTES DE INCERTEZA INTRÍNSECAS DE UMA CÂMERA TERMOGRÁFICA EM LABORATÓRIO

Rafael Augusto Magalhães Ferreira

Universidade Federal de Minas Gerais (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG ramferreira89@gmail.com

Daniel Leon Ferreira Pottie

Universidade Federal de Minas Gerais (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG dpottie@gmail.com

Matheus Pereira Porto

Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG matheuspporto@gmail.com

RESUMO: A termografia é uma técnica de medição de temperatura sem contato que encontra um amplo campo de aplicação, seja no monitoramento térmico de processos, na avaliação da integridade física de estruturas e também na identificação de falhas de componentes mecânicos. Em muitas dessas aplicações, a técnica é utilizada de uma forma preponderantemente qualitativa, focada essencialmente na identificação de possíveis anomalias térmicas em detrimento de uma avaliação mais detalhada e quantitativa. Grande parte disso é consequência da dificuldade encontrada em identificar e caracterizar as principais fontes de erros nas medições termográficas que são feitas em uma determinada aplicação e em estimar a incerteza total associada aos valores de temperatura registrados pelo termovisor. Diante desse contexto, esse trabalho tem por objetivo apresentar, caracterizar e quantificar as fontes de incerteza intrínsecas de uma câmera termográfica e externas (associadas ao ambiente de medição), tornando possível estimar a incerteza combinada durante medições por termografia em superfícies de alta emissividade. A metodologia inclui um conjunto de testes em laboratório utilizando uma câmera térmica modelo FLIR SC660 e um radiador padrão FLUKE 4181, atendendo regulamentação da OIML (Organização Internacional de Metrologia Legal). Para a faixa de temperaturas avaliadas, os resultados indicaram uma incerteza máxima de 2°C.

Palavras-Chave: Termografia, incerteza de medição, emissividade.

ABSTRACT: Thermography is a non-contact temperature measurement technique that has a wide application field in thermal monitoring of process, physical integrity evaluation of structures and mechanical component failures identification. In many of these applications, the technique is used in a qualitative way, essentially on thermal anomalies identification and less focused in more detailed and quantitative evaluation. This is a consequence of the difficult in identifying and characterizing the main errors in thermographic measurements for a given application and in estimation the total uncertainty associated with temperature values recorded by the thermal imager. In this context, this work aims to present, characterize and quantify the intrinsic uncertainty sources of a thermal imager and external uncertainty (associated to the measurement environment), making possible estimate the combined uncertainty during thermography measurements on high emissivity surfaces. The methodology includes a set of laboratory tests using a FLUR CS 660 thermal camera and blackbody FLUKE 4181, in compliance with OIMIL (International Organization of Legal Metrology) regulations. For the temperature range evaluated, the results indicated a maximum uncertainty of $2^{\circ}C$.

Keywords: Thermography, measurement uncertainty, emissivity.



INTRODUÇÃO

A termografia permite o mapeamento térmico de superfícies sem qualquer interferência no funcionamento ou na vida útil do material inspecionado. Segundo definição expressa na Associação Brasileira de Normas Técnicas (NBR 15424), termografia é uma técnica de sensoriamento remoto que possibilita a medição de temperaturas e a formação de imagens térmicas de um componente, equipamento ou processo, a partir da radiação infravermelha que é naturalmente emitida pelos corpos, em função de sua temperatura. Atualmente, o conceito de termografia também é utilizado para definição geral de ensaios térmicos não destrutivos (NDTE).

São diversas as áreas onde a termografia encontra campo de aplicação. Em setores das indústrias automotiva, aeronáutica, siderúrgica, petroquímica, metalúrgica, robótica, elétrica, eletrônica dentre muitas outras é possível identificar a termografia sendo utilizada na avaliação de desempenho de equipamentos e componentes de máquinas, controle de qualidade de produtos e na validação de processos. Fora do âmbito industrial, a técnica também é adotada nos esportes, medicina, fisioterapia, veterinária, na construção civil para identificação de anomalias em edificações (Cortizo, 2007), na caracterização de propriedades de materiais (Barbosa, 2014), bem como em segurança patrimonial.

O termovisor é o principal instrumento de uma inspeção termográfica. A tecnologia que atualmente é embutida nesses equipamentos é expressiva, com ferramentas específicas para seleção e detalhamento de imagem, alternativas de captura automatizada, expansão de memória e opções de emissão de relatório de inspeção, dentre outras funcionalidades disponíveis ao usuário as quais tornam os preços de aquisição bastante variados. Apesar dos vários modelos de termovisores, existe o princípio de funcionamento comum a todos que se dá através da radiação infravermelha emitida pelo objeto, sendo esta detectada, processada e convertida em imagem visível e em leituras de temperatura.

Sendo um processo de medição indireta, é necessário conhecer a relação entre o sinal de radiação captado pelo termovisor e a temperatura equivalente que se quer determinar, possibilitando a compreensão dos fatores que interferem na aquisição dos dados e, em especial, das condições que possam vir a inviabilizar a sua aplicação. Esse discernimento é o que difere o correto emprego da termografia como ferramenta de análise de processos, do simples registro de imagens térmicas com pouco ou nenhum significado físico real.

As câmeras infravermelhas em geral apresentam grande sensibilidade, porém sua precisão é por vezes superada por sensores de contato (Ribeiro, 2010). Em situações onde esse erro de leitura é superior ao gradiente de temperatura que se pretende captar, a inspeção termográfica não é indicada. O mesmo vale para a tentativa de identificação de falhas em componentes internos de equipamentos, onde os efeitos da anomalia térmica não causam alterações perceptíveis de temperatura na superfície externa do objeto inspecionado.

Um cenário ainda comum na indústria e em trabalhos publicados é do uso de termografia em análises qualitativas de fenômenos térmicos (Maldague, 2000). Existe na literatura uma significativa escassez de análises quantitativas, com a devida análise das incertezas associadas e avaliação dos impactos das condições atuantes durante o processo de medição sobre os resultados obtidos. Negligenciar fatores como condição superficial da amostra, interferências na captura e processamento do sinal de radiação, bem como as condições climáticas e de carga submetidas ao objeto inspecionado podem levar a má utilização da termografia. O estudo dessas interações é de extrema importância para a eliminação de erros grosseiros e a consequente obtenção de resultados mais confiáveis e condizentes com a realidade. O objetivo do presente trabalho é quantificar a incerteza de medição ao registrar o perfil térmico de superfícies de alta emissividade durante uma inspeção termográfica em condições ambiente típicas, permitindo avaliar quantitativamente a adequabilidade de utilização da técnica para esse tipo de aplicação.

FONTES DE INCERTEZA EM TERMOGRAFIA

A obtenção de resultados quantitativos para qualquer aplicação da termografia requer uma análise das incertezas associadas ao processo de medição. Esse tipo de ponderação permite garantir, com um certo nível de confiabilidade, o intervalo de valores prováveis que um determinado perfil térmico registrado pode assumir. No contexto da análise das incertezas de medição em termografia, é proposta pela literatura uma divisão entre fontes de incerteza intrínsecas, associadas a componentes ou processos internos do termovisor, e as fontes de incerteza externas, relacionadas a todos os fatores que atenuam ou distorcem o sinal de radiação emitido pelo objeto inspecionado ao longo do trajeto até as lentes da câmera térmica.

Ao tratar das incertezas intrínsecas em medição termográfica, é necessário caracterizar um conjunto de sete parâmetros sendo estes: estabilidade de temperatura (TS), resolução espacial de medição (MSR), uniformidade de medição (MU), erro gerado por ruído (NGE), mínimo erro (ME), repetitividade (RE) e resolução digital de temperatura (DTR). Sendo que cada uma dessas fontes está associada a uma determinada interferência no processo de medição dentro da câmera térmica (Chrzanowski, 2000).

As câmeras térmicas são calibradas sob temperaturas controladas, o que significa que os sensores térmicos são mantidos em uma condição padrão durante todo o procedimento de calibração. Por outro lado, as condições em campo impostas ao termovisor durante uma inspeção termográfica o colocam, na maior parte das vezes, em circunstâncias muito diferentes. A estabilidade de temperatura (TS) corresponde à faixa dentro da qual estão localizados os resultados de medição, devido à utilização do termovisor em condições diferentes da de sua calibração. Devido à sua natureza não



linear, TS é uma variável de difícil estimativa. Como opção conservadora, assume-se uma distribuição uniforme com o desvio padrão dado por:

$$u_{TS}(\hat{T}_{ob}) = \frac{TS}{\sqrt{12}} \tag{1}$$

Na medida em que o objeto sob inspeção se torna pequeno dentro do campo de visão da câmera, seja por questões de dimensão ou afastamento, a matriz de detectores (que tem resolução limitada) começa a não registrar a informação radiométrica do objeto em sua totalidade. A resolução espacial de medição (MSR) é definida como a mínima dimensão angular do mensurando que não produz influência sobre o resultado de medição. Esse valor mínimo de referência pode ser estimado por meio de procedimento experimental que consiste em fazer a câmera registrar a temperatura de um corpo negro através de uma fenda vertical. Para esse caso, a MSR corresponde à dimensão angular da fenda para a qual a STRF (*Slit Temperature Response Function*), definida na Eq. (2), assume o valor de 0,99.

$$STRF = \frac{T_{fenda} - T_{amb}}{m\acute{a}x(T_{fenda} - T_{amb})}$$
(2)

Nos termovisores é relativamente comum que um conjunto restrito de pixels apresente algum comportamento inesperado ou mesmo pare de funcionar (*dead pixels*), muitas vezes esse efeito não sendo percebido pelo usuário do equipamento. A uniformidade de medição (MU) corresponde à faixa que abrange os resultados de medições feitas para diferentes posições do mensurando dentro do campo de visão do termovisor. Essa fonte de incerteza é estimada a partir da sensibilidade para um campo de visão não uniforme (δT), definido como a diferença entre os valores máximo e mínimo das temperaturas médias de medições em regiões específicas do campo de visão do termovisor: no centro e nas quatro arestas. Assumindo distribuição uniforme, tem-se:

$$u_{MU}(\hat{T}_{ob}) = \frac{\delta T}{\sqrt{12}} \tag{3}$$

O erro gerado por ruído (NGE) é definido como o desvio padrão da leitura de temperatura devido aos ruídos internos do sistema. Sua estimativa é feita com base no NETD (*Noise Equivalent Temperature Difference*), também conhecido como resolução térmica do termovisor, que corresponde ao menor incremento de sinal produzido pelo detector. Seu cálculo é feito a partir da avaliação do desvio médio das diferenças de temperatura pixel a pixel entre dois termogramas consecutivos do mesmo objeto, Eq. (4). Nessa equação, *X* e *Y* correspondem ao número de pixels na horizontal e na vertical do campo de visão do termovisor, respectivamente.

$$u_{NGE}(\hat{T}_{ob}) = \Delta T_{NETD} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\sum_{i=1}^{X} \sum_{j=1}^{Y} \frac{\left(\Delta T_{i,j} - \Delta \hat{T}\right)^2}{XY}}$$
(4)

O mínimo erro (ME) representa a dispersão entre o valor registrado pelo termovisor e o valor verdadeiro convencional do mensurando em condições de calibração, sendo esse parâmetro uma estimativa do erro sistemático do sistema de aquisição naquele intervalo de temperatura. Assume-se distribuição uniforme para a contribuição do mínimo erro na incerteza intrínseca combinada do termovisor.

$$u_{ME}(\hat{T}_{ob}) = \frac{ME}{\sqrt{12}} \tag{5}$$

A repetitividade (RE) define a precisão do resultado diante de uma série de medições, servindo como uma aproximação do erro aleatório no processo de aquisição da imagens através da câmera térmica. Seu valor é assumido como sendo o desvio padrão da média de *n* observações do mensurando, sob iguais condições.

$$s_{RE}(\hat{T}_{ob}) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} (T_{ob,i} - \hat{T}_{ob})^2}$$
(6)



$$u_{RE}(\hat{T}_{ob}) = \frac{s_{RE}(\hat{T}_{ob})}{\sqrt{n}}$$
(7)

A resolução digital de temperatura (DTR) é a menor diferença de temperatura que pode ser distinguida devido às limitações do canal digital do termovisor, sendo resultado do comportamento dos blocos eletrônicos que constituem a unidade de processamento de sinal do equipamento. Diferente das outras fontes de incerteza apresentadas, a DTR não necessita de procedimento experimental para sua determinação. Seu valor é estimado a partir da faixa nominal de temperatura do termovisor (ΔT_{span}), bem como do número de bits (k) do seu conversor analógico/digital, parâmetro que normalmente é fornecido pelo fabricante. Uma distribuição uniforme é também assumida para essa variável.

$$DTR = \frac{\Delta T_{span}}{2^k} \tag{8}$$

$$u_{DTR}(\hat{T}_{ob}) = \frac{DTR}{\sqrt{12}} \tag{9}$$

Com exceção da resolução espacial de medição (MSR) que é uma dimensão angular de referência, todas as demais fontes de incerteza intrínsecas apresentadas têm unidades de temperatura. Estando devidamente estimadas a incerteza padrão de cada uma das fontes e assumindo estes serem parâmetros não correlacionados, calcula-se a incerteza padrão combinada intrínseca do termovisor segundo a Eq. (10):

$$u_{int} = \sqrt{u_{TS}^2 + u_{MU}^2 + u_{NGE}^2 + u_{ME}^2 + u_{RE}^2 + u_{DTR}^2}$$
(10)

Uma descrição detalhada do procedimento experimental e das principais considerações assumidas para determinação das fontes de incerteza intrínsecas é feita na próxima seção. Além disso, esse procedimento geral pode ser utilizado para caracterização da incerteza expandida de medição para vários modelos de câmeras térmicas. Todos os ensaios térmicos para essa finalidade são realizados pelo Laboratório de Termometria da UFMG e seguem as mesmas etapas que são apresentadas nesse artigo.

O conjunto das fontes de incerteza externas é formado pelos dados de entrada usualmente solicitados pelos softwares comerciais embutidos nas câmeras térmicas: emissividade, distância, temperatura atmosférica e temperatura média refletida. Dentre todos os parâmetros que devem ser estimados antes da realização de uma inspeção termográfica, a emissividade é a fonte de maior influência sobre os resultados e também uma das mais negligenciadas. Uma forma de estimar a emissividade é por método comparativo, onde uma superfície de referência ($\varepsilon = 0.95$) é colocada sobre a região a qual se quer caracterizar. O passo seguinte consiste em avaliar a temperatura sobre a superfície de emissividade conhecida e, posteriormente, utilizar o valor de temperatura encontrado para estimar a emissividade da região a ser caracterizada. Ao fazer isso para vários pontos, são obtidas propriedades estatísticas dessa variável como valor médio e desvio padrão.

As incertezas associadas às variáveis distância (d), temperatura média refletida (T_{refl}) e temperatura atmosférica (T_{atm}) podem ser obtidas diretamente dos seus respectivos instrumentos de medição. A incerteza total de medição de temperatura via termografia é dada pela Eq. (11):

$$u_{c}(T_{ob}) = \sqrt{c_{\varepsilon}^{2} u_{\varepsilon}^{2} + c_{d}^{2} u_{d}^{2} + c_{refl}^{2} u_{refl}^{2} + c_{atm}^{2} u_{atm}^{2} + u_{int}^{2}}$$
(11)

METODOLOGIA

A Organização Internacional de Metrologia Legal (OIML), em sua regulamentação R141 estabelece um conjunto mínimo de critérios para avaliação de termovisores, e recomenda uma série de procedimentos que devem ser realizados periodicamente para verificar as condições de funcionamento desses equipamentos (OIML R141, 2008). Todas as fontes de incerteza intrínsecas consideradas nesse trabalho possuem procedimento de determinação baseado nessas recomendações.

Para os ensaios realizados nesse estudo, é utilizado o termovisor modelo FLIR SC660. Trata-se de uma câmera térmica científica que se caracteriza pela elevada resolução de seus termogramas através de uma matriz de 640x480 pixels, pelo baixo peso e pela quantidade de ferramentas auxiliares para análise das imagens com possibilidade de integração com softwares do fabricante. O que se apresenta a seguir é um conjunto de etapas para estimativa de cada uma das sete fontes de incerteza intrínsecas, sendo que os resultados ficam associados a esse modelo específico de termovisor. Com exceção da resolução digital de temperatura (DTR), todas as demais fontes possuem procedimento experimental e utilizam para condução dos ensaios um radiador padrão de corpo negro modelo Fluke 4181, Fig. (1).



Nas subseções seguintes, são apresentados os procedimentos experimentais para determinação de cada fonte de incerteza intrínseca.



Figura 1. Montagem experimental para determinação das fontes de incerteza do termovisor

Estabilidade de Temperatura (TS)

- (i) Isolar a sala, mantendo porta e janelas fechadas. Ligar o ar condicionado e então aguardar a climatização do ambiente.
- (ii) Ligar o corpo negro em uma temperatura especificada e aguardar a estabilização do set point.
- (iii) Posicionar a termocâmera com o corpo negro centrado em seu campo de visão.
- (iv) Utilizar a ferramenta de círculo, abrangendo uma porção significativa do corpo negro e obter a temperatura média indicada.
- (v) Redefinir o set point do corpo negro e repetir todo o procedimento a partir do segundo item.
- (vi) Executar o teste para outras temperaturas ambiente. Fixada a temperatura de referência no corpo negro, TS será assumida como o desvio máximo entre as indicações obtidas para diferentes condições do ambiente. Com o conjunto de dados, é levantada uma curva TS em função da temperatura do mensurando. Assumir $u_{TS}(\hat{T}_{ob}) = TS/\sqrt{12}$.

Resolução Espacial de Medição (MSR)

- (i) Ligar o corpo negro em uma temperatura especificada e aguardar a estabilização do set point.
- (ii) Posicionar a termocâmera com o corpo negro centrado em seu campo de visão.
- (iii) Utilizar a ferramenta de ponto, posicionado em uma região que permanecerá exposta do corpo negro ao longo de todo o ensaio, mesmo após movimentação dos diafragmas.
- (iv) Ajustar a largura da fenda e verificar a leitura de temperatura no ponto destacado. Calcular a dimensão angular (δ) do experimento e a *STRF* associada:

$$\delta \approx l/R \tag{12}$$

$$STRF = \frac{T_{fenda} - T_{amb}}{m \acute{a} x (T_{fenda} - T_{amb})} \tag{13}$$

(v) Repetir os cálculos diminuindo progressivamente a largura da fenda, levantando uma curva de *STRF* em função da dimensão angular do mensurando. Nesse procedimento, *MSR* corresponde ao ângulo δ para o qual *STRF* = 0,99. Assumir $u_{MSR}(\hat{T}_{ob}) = MSR$.

Uniformidade de Medição (MU)

- (i) Ligar o corpo negro em uma temperatura especificada e aguardar a estabilização do set point.
- (ii) Posicionar a termocâmera com o corpo negro, primeiramente, centrado em seu campo de visão.
- (iii) Utilizar a ferramenta de área, abrangendo uma porção significativa do corpo negro e obter a temperatura média indicada.
- (iv) Deslocar o corpo negro para as demais posições de ensaio dentro do campo de visão do termovisor: arestas superior esquerda, superior direita, inferior esquerda e inferior direita. Com os valores máximo e mínimo dentre as 05 medições, determinar a sensibilidade do campo de visão através da expressão:



 $\delta T = \hat{T}_{max} - \hat{T}_{min} \tag{14}$

(v) Repetir o procedimento para outras temperaturas do corpo negro, levantando uma curva de δT em função da temperatura do mensurando. É assumido que $u_{MU}(\hat{T}_{ob}) = MU/\sqrt{12}$.

Erro Gerado por Ruído (NGE)

- (i) Ligar o corpo negro em uma temperatura especificada e aguardar a estabilização do set point.
- (ii) Posicionar a termocâmera com o corpo negro centrado em seu campo de visão.
- (iii) Registrar dois termogramas consecutivos e extrair a matriz de temperaturas pixel a pixel de ambas as imagens.
- (iv) Determinar a resolução térmica do termovisor através da expressão:

$$\Delta T_{NETD} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\sum_{i=1}^{X} \sum_{j=1}^{Y} \frac{\left(\Delta T_{i,j} - \Delta \hat{T}\right)^2}{XY}}$$
(15)

(v) Repetir o procedimento para outras temperaturas do corpo negro, levantando uma curva de ΔT_{NETD} em função da temperatura do mensurando. É assumido que $NGE = \Delta T_{NETD}$. Por definição, $u_{NGE}(\hat{T}_{ob}) = NGE$.

Mínimo Erro (ME)

- (i) Ligar o corpo negro em uma temperatura especificada e aguardar a estabilização do set point.
- (ii) Posicionar a termocâmera com o corpo negro centrado em seu campo de visão.
- (iii) Utilizar a ferramenta de círculo, abrangendo uma porção significativa do corpo negro e obter a temperatura média indicada.
- (iv) Obter a diferença entre a temperatura de referência no corpo negro (T_{ref}) e a temperatura indicada pelo termovisor (T_{ob}) :

$$ME = \left| T_{ref} - T_{ob} \right| \tag{16}$$

(v) Repetir o procedimento para outras temperaturas do corpo negro, levantando uma curva de ME em função da temperatura do mensurando. É assumido que $u_{ME}(\hat{T}_{ob}) = ME/\sqrt{12}$.

Repetitividade (RE)

- (i) Ligar o corpo negro em uma temperatura especificada e aguardar a estabilização do set point.
- (ii) Posicionar a termocâmera com o corpo negro centrado em seu campo de visão.
- (iii) Utilizar a ferramenta de círculo, abrangendo uma porção significativa do corpo negro e obter uma série de *n* termogramas dessa imagem.
- (iv) A partir das temperaturas médias obtidas, determinar o desvio padrão e o desvio padrão da média através das expressões:

$$s_{RE}(T_{ob}) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} (T_{ob,i} - \hat{T}_{ob})^2}$$
(17)
$$s_{RE}(\hat{T}_{ob}) = \frac{s_{RE}(T_{ob})}{\sqrt{n}}$$
(18)

(v) Repetir o procedimento para outras temperaturas do corpo negro, levantando uma curva de $s_{RE}(\hat{T}_{ob})$ em função da temperatura do mensurando. Assumir que $u_{RE}(\hat{T}_{ob}) = s_{RE}(\hat{T}_{ob})$.

Resolução Digital da Temperatura (DTR)

- **Obs** Essa será a única fonte de incerteza intrínseca da termocâmera que não terá procedimento experimental para a sua determinação.
- (i) DTR pode ser estimada a partir da faixa nominal de temperatura do termovisor, bem como do



número de bits de seu conversor analógico/digital:

$$DTR = \frac{\Delta T_{spam}}{2^k} \tag{19}$$

(ii) Conforme manual do termovisor, o número de bits do conversor analógico/digital do equipamento é k = 14. Portanto, tem-se que:

Tabela 1. Valores assumidos de DTR em função da faixa de medição do termovisor

Faixa de medição [K]	DTR [K]
293,15 a 393,15	0,0098
393,15 a 773,15	0,0305

(iii) Assumir $u_{DTR}(\hat{T}_{ob}) = DTR/\sqrt{12}$.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O conjunto de ensaios de verificação segundo metodologia apresentada na seção anterior foram realizados para caracterizar as fontes de incerteza intrínsecas do termovisor modelo FLIR SC660. Os testes foram realizados no Laboratório de Termometria da UFMG, sendo que, para a caracterização dos parâmetros de interesse, cada tipo de ensaio foi conduzido duas vezes com a distância entre termovisor e radiador padrão fixada em 10 *cm* e depois 30 *cm*. Por questões de limitação na climatização da sala para várias faixas de temperatura ambiente, a Estabilidade de Temperatura (TS) não pôde ser devidamente estimada. Além disso, o resultado para Resolução Espacial de Medição (MSR) de apenas 16,30 *mrad* mostra que a mínima dimensão angular necessária para que ocorra algum erro de leitura devido ao tamanho do objeto sob análise é desprezível para a maioria das aplicações.

As outras fontes de incerteza avaliadas (Uniformidade de Medição (MU), Erro Gerado por Ruído (NGE), Mínimo Erro (ME) e Repetitividade (RE)) têm seus resultados reunidos na Tab. 2, a qual apresenta os valores dessas grandezas em [mK] para os ensaios a 10 cm e 30 cm. A Resolução Digital de Temperatura (DTR), que é determinada sem procedimento experimental tem seu resultado apresentado na última coluna.

	Μ	U	N	ЭE	M	E	R	E	
Set Point [°C]	1°	2°	1°	2°	1°	2°	1°	2°	DTR
	teste	teste	teste	teste	teste	teste	teste	teste	
35	400	320	41,9	49,9	825,0	1108	17,2	26,0	0,9
40	300	300	50,6	37,3	716,7	708,3	13,1	8,3	1,2
45	410	330	46,5	41,1	733,3	500,0	7,1	12,3	1,5
50	390	450	45,7	41,3	708,3	366,7	4,2	18,8	1,8
55	400	370	39,6	42,2	758,3	208,3	13,1	8,3	2,1
60	380	400	46,0	46,1	716,7	100,0	12,7	0,0	2,4
65	400	380	44,0	45,9	775,0	25,0	6,5	13,1	2,7
70	380	310	40,5	52,5	841,7	25,0	14,9	13,1	3,0

Tabela 2. Estimativa das fontes de incerteza intrínsecas do termovisor [mK]

Os resultados mostram claramente como a Uniformidade de Medição (MU) e o Mínimo Erro (ME) impactam de forma muito mais significativa no cálculo da incerteza intrínseca do termovisor, ao passo de que a Resolução Digital de Temperatura (DTR) tem influência discreta no resultado. Para determinação da incerteza padrão combinada de acordo com a Eq. (10), as incertezas padrão de cada uma das variáveis precisa ser calculada a partir das distribuições assumidas, tal como definido nas Eq. (3), Eq. (4), Eq. (5), Eq. (7) e Eq. (9). Na Fig. (2) são mostradas as curvas resultantes da incerteza padrão combinada em função de cada temperatura ensaiada nos testes a 10 *cm* e 30 *cm* de distância entre o termovisor e o radiador padrão.



Figura 2. Estimativa da incerteza intrínseca do termovisor nas condições ensaiadas

Pelos gráficos apresentados na Fig. (2), pode-se perceber uma significativa tendência de redução da incerteza intrínseca do termovisor com a distância ao alvo e também para temperaturas mais elevadas do mensurando. Na maioria das aplicações, a distância do termovisor ao alvo supera os 30 *cm*, e portanto, como opção conservadora a incerteza intrínseca será assumida como a dos resultados obtidos deste segundo ensaio para cada valor de temperatura. Esse valor ainda não corresponde à incerteza expandida, a qual é indicada na representação do resultado de medição. Para estimar esse valor final, ainda devem ser avaliadas as fontes de incertezas externas que constituem a base do modelo de medição do termovisor (FLIR, 2011):

$$S_{tot} = \varepsilon \tau \sigma T_{obj}^{4} + (1 - \varepsilon) \tau \sigma T_{refl}^{4} + (1 - \tau) \sigma T_{atm}^{4}$$
(20)

Tomando como ponto de partida a expressão do modelo de medição do termovisor, dada pela Eq. (20), todas as variáveis envolvidas tiveram seus valores típicos definidos e também foram atribuídas suas respectivas incertezas, no contexto no contexto de inspeção termográfica em superfícies de alta emissividade. A Tab. 3 reúne os valores assumidos.

Variável	Valor típico	Incerteza assumida
Emissividade	0,93	0,05
Transmissividade	0,97	0,02
Temperatura Ambiente	30 ° <i>C</i>	2 ° <i>C</i>
Temperatura Refletida	30 ° <i>C</i>	2 ° <i>C</i>

Tabela 3. Caracterização das fontes de incerteza externas

Em seguida foram estimadas a incerteza combinada das fontes externas para cada valor de temperatura de interesse com rotina implementada no software EES, o qual possui ferramenta de análise de incertezas. Ao final, as incertezas externa e intrínseca de cada ponto foram combinadas a partir da Eq. (11), gerando então os valores de incerteza expandida válidos para medição termográfica em superfícies de alta emissividade. Estes resultados são mostrados na Fig. (3) na forma de curva por meio de interpolação polinomial dos dados obtidos.



Figura 3. Estimativa da incerteza expandida para medição de temperatura

A emissividade das superfícies reais pode sofrer variações muito significativas dependendo das condições ambiente e principalmente por efeitos de reflexão, o que tornaria a incerteza de medição termográfica muito elevada. Portanto, o valor de emissividade apresentado na Tab. 3 a partir do qual os cálculos foram realizados leva em consideração uma inspeção sobre a superfície não refletora, tipicamente de alta emissividade. Diante disso, os resultados apresentados na Fig. (3) mostram que, para uma faixa típica de temperaturas do alvo entre 20 °C e 70 °C, a termografia é capaz de fazer o registro térmico com uma incerteza máxima de 2 °C. Em valores percentuais, a incerteza máxima obtida para essa faixa de medição correspondeu a apenas 3% do valor de leitura.

CONCLUSÃO

A termografia quantitativa ainda é objeto de discussão em literatura. Nesse trabalho foram apresentadas as fontes de incerteza intrínsecas de um termovisor e o procedimento experimental necessário para quantificar cada uma de suas componentes: estabilidade de temperatura (TS), resolução espacial de medição (MSR), uniformidade de medição (MU), erro gerado por ruído (NGE), mínimo erro (ME), repetitividade (RE), e resolução digital da temperatura (DTR). Os resultados permitiram concluir que as temperaturas registradas em superfícies de alta emissividade apresentam uma incerteza expandida máxima de $2^{\circ}C$ dentro da faixa de temperaturas entre $20 \,^{\circ}C$ e $70 \,^{\circ}C$. Nessas condições, a termografia aplicada a esse tipo de superfícies é indicada, pois a incerteza percentual obtida nos ensaios foi inferior a 3% da indicação.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio da CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) no desenvolvimento deste trabalho, através da concessão de bolsa de pesquisa.

REFERÊNCIAS

- ABNT Associação Brasileira de Normas Tecnicas. NBR 15424, 2004. Ensaios Não Destrutivos Termografia Termonologia. Rio de Janeiro.
- Barbosa, P.G, 2014. Avaliação da Difusividade Térmica de Blocos Cerâmicos e de Concreto Utilizando Termografia Infravermelha: Uma Contribuição para o Design do Conforto. Dissertação. Programa de Pós-Graduação em Design. Universidade do Estado de Minas Gerais (UEMG). Belo Horizonte-MG.
- Chrzanowski, K.; Fischer, J.; Matyszkiel, R, 2000. Testing and evaluation of thermal cameras for absolute temperature measurement. Optical Engineering, v.39, p.2535-2544.
- Cortizo, E.C, 2007. Avaliação da Técnica de Termografia Infravermelha para Identificação de Estruturas Ocultas e Diagnóstico de Anomalias em Edificações: Ênfase em Edificações do Patrimônio Histórico. Tese. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Estado de Minas Gerais (UEMG). Belo Horizonte-MG.

FLIR, 2011. User's Manual: FLIR SC6xx. Wilsonville. EUA.

Maldague, X, 2000. Applications of Infrared Thermography in Nondestructive Evaluation. Trends in Optical Nondestructive Testing, p.591-609.



OIML – Organisation Internationale de Métrologie Légale. R 141, 2008. Procedure of Calibration and Verification of the Main Characteristics of Termographic Instruments.

Ribeiro, A.B.N.; Cavalcante, T.S.; Filho, P.P.R.; Silva, C.C, 2010. Desenvolvimento de Sistema para análise de Termograma Visando Detectar Falhas Utilizando Processamento Digital de Imagens. Anais deo VI CONEM – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Campina Grande.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (x) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 a 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

CARACTERIZAÇÃO DO BAGAÇO DE CANA NO ESTADO DO ESPÍRITO SANTO COMO BIOMASSA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA

Bruno de Oliveira Schneider¹ brunoschneidernv@gmail.com

Huarley Pratte Lemke¹ huarley@ifes.edu.br

Eriky Fonseca¹ erikyf-s@hotmail.com

Alexandre Fundão¹ alexandrefundao@hotmail.com

¹Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Espírito Santo Rodovia BR 101 Norte, Km 58, Bairro Litorâneo - CEP 29.932-540, São Mateus – ES

RESUMO: Este trabalho teve como objetivo geral realizar uma investigação sobre o uso do bagaço de cana para produção de energia, refletindo uma tendência global de buscar fontes alternativas de energia. Por meio de pesquisa bibliográfica e revisão de artigos, buscou-se sintetizar o assunto, explorando de forma ampla e focando o estudo no Estado do Espírito Santo. Os principais resultados deste trabalho mostraram ser promissor e positivo o uso do bagaço de cana como alternativa para a produção de energia, além do diferencial por ser uma energia renovável que pode contribuir com a redução na emissão de gases que provocam o efeito estufa.

Palavras-Chave: cana-de-açúcar, biomassa, energia

ABSTRACT: This work had as general objective to carry out an investigation on the use of sugarcane bagasse for energy production, reflecting a global tendency to seek alternative sources of energy. Through bibliographic reasearch and articles review, we sought to synthesize the subject, exploring in a broad way and focusing the study in the State of Espírito Santo. The main results of this work showed that the use of sugarcane bagasse as an alternative for energy production is promising and positive. In addition, it has a differential because it is a renewable energy and can contribute to the reduction in the emission of gases that cause the greenhouse effect.

Keywords: sugarcane, biomass, energy

INTRODUÇÃO

Nas sociedades antigas, a energia era obtida da lenha das florestas, para aquecimento e atividades cotidianas. Aos poucos, porém, o consumo de energia foi crescendo tanto que outras fontes se tornaram necessárias para suprir as demandas. Na Idade Média, os cursos d'água e dos ventos tiveram suas energias utilizadas, mas em quantidades insuficientes para suprir as necessidades de populações cada vez mais crescentes, sobretudo nas aglomerações urbanas.

Após a Revolução Industrial, foi preciso usar mais carvão, petróleo e gás, que têm um custo elevado para a produção e transporte até os centros consumidores. Nos dias atuais, com a população mundial ultrapassando 6,3 bilhões de habitantes, "o consumo médio total de energia é aproximado de 1,69 tonelada equivalentes de petróleo (tep) per capita. Uma tonelada de petróleo equivale a 10 milhões de quilocalorias (kcal), e o consumo diário médio de energia é de 46.300kcal por pessoa" (Goldemberg, 2007).

O planeta precisa encontrar fontes alternativas de energia, que possam contribuir para mitigar as emissões de CO_2 , e no caso de o Brasil ser um possível substituto para as altas constantes do Petróleo e derivados ou a variação cambial. Para tanto, fontes de biomassa podem contribuir de forma viável, com várias justificativas sob a ótica econômica, social, ambiental, o tripé da sustentabilidade, para a produção de biocombustíveis. Esta energia pode ser aproveitada a partir da biomassa sólida, como lenha ou carvão vegetal, ou líquidos, como o bio-etanol produzidos de cana-de-açúcar, óleo de dendê ou biodiesel produzido pela esterificação de óleos vegetais com metanol ou etanol.

O etanol obtido do caldo de cana-de-açúcar (etanol de primeira geração) é, até o momento, o único combustível com capacidade de atender à crescente demanda mundial por energia renovável de baixo custo e de baixo poder poluente.



Deve-se considerar que as emissões gasosas com a queima do etanol são da ordem de 60% menores se comparadas às emissões da queima da gasolina, sendo ainda que o do CO₂ emitido é reabsorvido pela própria cana (Santos, 2012).

O mais abundante recurso biológico renovável da terra é a biomassa lignocelulósica. Estima-se que somente os Estados Unidos têm potencial para produzir mais de 1,3 bilhões de toneladas (base seca) de biomassa por ano (Santos, 2012). Segundo Zhang (2007), um bilhão de toneladas de biomassa seca produz entre 80-130 bilhões de galões de etanol celulósico. Contudo, para obter sistemas que sejam economicamente viáveis e sustentáveis, é necessário utilizar eficientemente todas as frações das matérias-primas, especialmente, a celulose, hemicelulose e lignina. De acordo com Das *et al.* (2004), o consumo de celulose é três vezes maior do que o consumo do aço e equivale ao consumo de cereais.

O bagaço de cana é um subproduto resultante da extração do caldo da cana-de-açúcar em usinas ou destilarias na produção de álcool etílico e açúcar. Pode ser considerado atualmente como o principal resíduo agrícola brasileiro, devido à expansão na produção de álcool.

A maior parte do bagaço produzido é utilizada na própria usina para geração de vapor para o suprimento de energia de seu parque industrial (Lora, 2004). O bagaço de cana *in natura* resultante do processo de moagem apresenta aproximadamente umidade de 50% em base úmida (b.u.) e densidade aparente de 120 kg/m³ (Petrobrás, 1982). Apresenta grande potencial para geração de calor, eletricidade e produção de etanol celulósico.

Segundo Santos (2012), a produtividade média de cana-de-açúcar no Brasil é de 85 toneladas por hectare, sendo que, para cada tonelada de cana processada, são gerados cerca de 140 kg de palha e 140 kg de bagaço em base seca, ou seja, 12 toneladas de palha e 12 toneladas de bagaço. Considerando que toda glicose vai ser convertida em etanol, o aproveitamento integral da cana-de-açúcar (colmo, palha e bagaço) poderá aumentar significativamente a produção de etanol por hectare, passando dos atuais 7.000 L para aproximadamente 14.000 L, sem necessidade de expansão da área cultivada.

Todavia, o maior produtor de cana de açúcar do mundo, o Brasil, é também o que mais tem problemas com o descarte dos resíduos. Em 2009, o país produziu 201 milhões de toneladas de bagaço misturado a água e lodo. A maior parte é queimada nas usinas de cana para gerar energia. A fuligem gerada pela queima deposita um lençol negro nos quintais das cidades vizinhas e causa doenças respiratórias.

O estado do Espírito Santo tem potencial para expandir a área plantada, sendo que a cana-de-açúcar pode ser produzida nas regiões Norte, Noroeste e Sul. A área degradada disponível para ser ocupada é de aproximadamente 360 mil hectares, de um total que ultrapassa 800 mil hectares no Estado e, caso a cana fosse plantada apenas nesses locais com o objetivo de produzir Etanol, o Espírito Santo poderia atender toda a demanda interna e ainda exportar o produto para atender a demanda do Rio de Janeiro, Minas Gerais e parte da Bahia, sem a necessidade de desmatamento.

Atualmente, de acordo com a plataforma NovaCana, o Estado apresenta 80 mil hectares de área plantada com canade-açúcar. Produzem álcool no Espírito Santo as seguintes empresas: Lasa (em Linhares), Alcon (Conceição da Barra), Paineiras (Itapemirim) e Bioenergética Boa Esperança (Boa Esperança).

Outras aplicações também podem ser observadas para o bagaço de cana, como por exemplo o projeto, coordenado pelo professor Joselito Nardy Ribeiro, da Universidade Federal do Espírito Santo (Ufes), que tem por objetivo utilizar material residual de baixo custo na remoção de fármacos, pesticidas, corantes e metais das águas usadas no abastecimento. A equipe optou por estudar o bagaço de cana pelo fato de ser abundante no Espírito Santo e apresentar baixo custo. Os resultados indicam que o bagaço da cana é capaz de remover quantidades significativas de alguns poluentes. (Revista Visão Socioambiental, 2015).

Outra opção são pastilhas que parecem de madeira, mas são compostas por bagaço de cana-de-açúcar misturado a plástico não utilizado por fábricas de fraldas descartáveis. O revestimento foi lançado no mercado em julho, pela fabricante ADX Fibras Sustentáveis, de Botucatu, no interior de São Paulo. O produto vem em dois tons de madeira. Aplicado em paredes de áreas internas secas ou úmidas, custa R\$ 50 o metro quadrado (Nilbberth, 2012).

E há potencial para expandir a pesquisa do subproduto para outras aplicações, como em bancos de automóveis, colchoes, forragens para isolamento acústico, limpeza a seco, cama seca em granjas, adubo, rações, entre diversas outras aplicações possíveis.

ESTADO DA ARTE

Esta parte apresenta um escopo da metodologia utilizada neste trabalho, relacionada com a origem das atividades de projeto, levantamento das informações, conceitos e definições do mesmo para a escolha da concepção adequada para o desenvolvimento do artigo. O trabalho foi realizado com o auxílio de literaturas e de artigos para caracterizar o processo e aplicação.

Atualmente, muitas usinas estão aproveitando o bagaço de cana para gerar eletricidade, que é utilizada pelo próprio parque industrial e também é vendida para a concessionária local de energia. Se essa energia excedente for incluída no balanço energético do etanol, o valor do balanço sobe para mais de 10:1. (Machado, 1998).

Apenas um terço da energia total disponível na cana de açúcar é aproveitada e convertida em etanol estando o restante do potencial energético do vegetal presente no bagaço e no palhiço. No entanto, apesar da possibilidade de uso desses rejeitos, cerca de 93% do bagaço é utilizado de modo pouco eficiente na queima em caldeiras para geração de vapor (Erlich, *et. al*, 2006).



Cogeração na indústria de cana-de-açúcar

O sistema de cogeração é o principal responsável pelo suprimento de energia térmica e eletromecânica nas usinas de cana de açúcar espalhadas pelo mundo. Como descrito em Costa e Balestieri (1998) a cogeração é um processo no qual uma fonte de energia primária alimenta uma máquina ou aparelho térmico que, pela reação de combustão, transforma a energia química do combustível em mecânica de eixo, que é convertida em energia elétrica por meio de geradores elétricos. Dados da ANELL (2005), apontam que cada tonelada de cana processada requer em média cerca de 12 MWh de energia elétrica, o que é facilmente gerado nos sistemas convencionais de cogeração instalados nessas usinas.

Com a expansão do setor sucroalcooleiro, novas e modernas tecnologias vêm sendo adotadas, inclusive em seus sistemas de cogeração. Segundo Gabriel Filho (et. al., 2007) aponta que, atualmente, os sistemas de cogeração mais utilizados são as turbinas a gás, turbinas a vapor, motor alternativo e célula a combustível, sendo diferenciados entre eles pela relação entre as necessidades em energia térmica e elétrica, os custos de instalação e operação e os níveis de emissões e ruídos. A partir da queima do bagaço da cana, as caldeiras produzem o vapor, no qual é utilizado para ativar os turbo geradores para gerar eletricidade e turbinas de geração de energia mecânica para ativar o restante do sistema de produção de álcool e etanol. Os sistemas de cogeração com turbinas são compostos basicamente por caldeiras, turbinas a vapor, válvulas redutoras e geradores de energia elétrica. O emprego das turbinas a vapor aparece vinculado a três configurações fundamentais, sistemas de cogeração com turbinas de contrapressão; sistemas de cogeração com turbinas de contrapressão; sistemas de cogeração com turbinas de contrapressão e condensação; sistemas de cogeração com turbinas de extração-condensação, tendo elas em comum o aproveitamento do conteúdo energético do vapor gerado na estação geradora para o funcionamento de turbinas e consequentemente geração de potência.



Figura 4. Diagrama de um sistema de cogeração com turbinas de contrapressão. Fonte: Revista TAE

A Figura 4 ilustra o processo de cogeração empregando uma turbina de alta pressão. Neste esquema é caracterizado que a geração de energia elétrica seja determinada pelas variações da demanda da energia em formas de calor de processo. Prieto (2003) enfatiza que estes tipos de sistemas visam a autossuficiência e contribuem em dar um caráter sazonal a eventuais excedentes de eletricidade para comercialização. Com relação as geradoras de vapor, para aumentar a produção de geração de potência elétrica para venda de excedentes, o setor sucroalcooleiro brasileiro atual tem acrescentado em seus sistemas caldeiras consideradas de média e alta pressão, cuja pressão varia de 4,4 a 10 MPa (Coelho, 1999). As caldeiras utilizadas são do tipo aquatubulares para a produção de vapor, sendo o mesmo direcionado para ativar a geração de potência dos turbogeradores (sistema de geração de eletricidade), das turbomoendas, turbinas do sistema de preparo da cana, turbobombas e turboexaustores (Dantas, 2010).

Exemplificação dos sistemas de cogeração das usinas

Dantas (2010), em seu trabalho "uso da biomassa da cana de açúcar para geração de energia elétrica: análise energética, exergética e ambiental de sistemas de cogeração em sucroalcooleiras do interior paulista" apresenta uma proposta de estudo em duas usinas. As usinas de cogeração têm seu sistema de produção voltado para a fabricação de açúcar, álcool e geração de energia, a partir de uma produção de 1300 toneladas de cana moída por dia, e o sistema de cogeração é dotado por caldeiras geradoras de vapor.

Nos aspectos técnicos, Dantas (2010) explica que a produção de vapor é direcionada para as turbinas onde é produzida energia mecânica para o processo de produção da usina. Esta geradora de vapor produz cerca de 30kg/s de vapor. Outra hipótese de produção é a caldeira, é tida como caldeira de alta pressão. "A maior parte do vapor produzido, aproximadamente 40 kg/s é direcionada ao sistema de geração de energia elétrica, e o restante (em média 4,2 Kg/s é encaminhado para complementar a quantidade de vapor requerida para o restante do processo de produção da usina" (Dantas, 2010, p. 46). A Tabela 1 apresenta os dados de vapor fornecidos pelo fabricante.

Tabela 1. Parâmetros das caldeiras consideradas para exemplo no consumo de bagaço. Fonte: Dantas, 2010.



Caldeira	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Capacidade (ton/h)
A-1	310	2,1	100
A-2	480	6,4	150

A primeira caldeira consome em média 12 Kg/s de bagaço e a outra 20 kg/s. Cada uma dessas geradoras possui um turboexaustor que trabalha com vapor gerado na própria caldeira, com o objetivo de retirar os gases de escape da estaca de geração de vapor. Parte do vapor de escape da turbobomba é aproveitada no desaerador e esse sistema envia, pela bomba de água de alimentação, cerca de 260 m³/h de água para as duas caldeiras (Dantas, 2010). "O subsistema de geração de energia é composto por dois turbogeradores, que juntos produzem um valor aproximado de 25 MW de eletricidade. O turbogerador A-1, produz a maior parte, 15 MW de potência elétrica, sendo que cerca de 10 MW é direcionado para a própria usina e o restante vendido para a concessionária estadual de energia elétrica" (Dantas, 2010, p. 47). O turbogerador A-2 produz em torno de 10 MW e quase toda essa energia, entre 95% e 98% é vendida para a mesma concessionária (Dantas, 2010).

Exemplificação dos sistemas de cogeração das usinas

No Espírito Santo, contamos com seis unidades fabris que utilizam da cana-de-açúcar para o desenvolvimento de seus produtos finais. A maior parte dessas unidades estão localizadas ao norte do estado conforme pode-se observar na Tab. 2.

De acordo com ASPE (2013), em 2010, através da queima de resíduos provenientes das plantações de cana-deaçúcar, gerou-se energia elétrica a uma potência de 7,3 MW no Estado do Espírito Santo. A estimativa do potencial total desse insumo é de 22 MW. A diferença é produzida através de pequenos produtores e seu aproveitamento está condicionado à logística de suprimento para geração de energia elétrica. Embora já utilizado no Estado para geração de energia, o bagaço poderia também ser transformada em pellets e briquetes. A produção dos pellets e briquetes pode ser destinada ao uso na própria usina ou ainda ser comercializada para usos diversos, como combustível para termelétricas.

Tabela 2. Empresas que produzem e utilizam da cana-de-açúcar no Espírito Santo. Fonte: NovaCana.

Unidade Fabril	Localização
Paineiras	Itapemirim
Lasa	Linhares
Alcon	Conceição da Barra
Bioenergética Boa Esperança	Boa Esperança

Podemos ver na Tab. 3, a capacidade instalada das usinas autoprodutoras, sendo consideradas as que somente injetam energia no sistema do Espírito Santo.

Tabela 3. Capacidade instalada das usinas autoprodutoras. Fonte: ASPE (2013), adaptado.

Usina	Potência (MW)
Lasa	3,20
Alcon	11,20
Paineiras	3,20

Uma comparação a nível de Brasil, podemos observar através da Tab. 4 que a capacidade de geração de energia elétrica no período da safra no Espírito Santo se encontra um pouco abaixo dos demais estados, porém pode haver uma melhora a partir do momento em que aumentasse a quantidade de usinas produtoras no estado.

Tabela 4. Capacidade total de geração de energia elétrica. Fonte: CONAB, 2013.

Estado/Região	Capacidade total de geração das
	unidades da classe no estado (kW)
São Paulo	879.102
Paraná	176.540
Minas Gerais	137.540
Goiás	380.420
Mato Grosso do Sul	74.780
Mato Grosso	43.700
Rio de Janeiro	18.500



Na Tabela 4 apresentada, a dimensão dos dados capixabas agregados está associada, principalmente, ao número de unidades em atividade em cada estado. A predominância do estado de São Paulo se deve ao fato de que aquele estado concentra 43% de todas as unidades que participaram neste levantamento. Na Tabela 5 estão consolidados os dados que mostram o desempenho estadual por hora de atividade. Esses dados incluem a cana moída, o bagaço queimado e a energia gerada por todos os estados produtores. Como já mencionado, tais resultados refletem, basicamente, a dimensão média das usinas e destilarias em cada estado e a potência dos equipamentos em uso nas mesmas.

O estado do Espírito Santo possui um grande potencial para a produção de cana-de-açúcar, e posteriormente utilizar do bagaço da mesma para a geração de energia elétrica. Porém como podemos observar nas tabelas acima, a capacidade de geração de energia de cada estado tem muito a ver com a quantidade de usinas instaladas. Para se tornar um estado com grande potencial energético para a geração de energia através de biomassa, o Espírito Santo precisaria fortemente de incentivos políticos para atrair as empresas as estarem investindo fortemente no estado com o estado de São Paulo.

Estado/Região	Cana Moída por	Bagaço queimado por	Energia gerada por	Energia autoconsumida
	hora de	hora de	hora de	por hora de
	funcionamento de	funcionamento de	funcionamento de	funcionamento de
	todas as unidades	todas as unidades da	todas as unidades	todas as unidades da
	da classe (ton)	classe (ton)	da classe (MWh)	classe (MWh)
São Paulo	34.836	8.015	668	667
Paraná	6.612	1.542	140	139
Minas Gerais	4.398	1.083	93	85
Goiás	7.465	1.916	173	173
Mato Grosso do Sul	3.222	678	65	65
Mato Grosso	1.726	468	35	35
Rio de Janeiro	889	223	15	15
Espírito Santo	849	245	18	18
Total da região Centro-Sul	59.996	14.170	1.208	1.197

Tabela 5. Indicadores de desempenho de todas as usinas por estado. Fonte: CONAB, 2013.

CONCLUSÃO

De forma geral, observamos em síntese que o uso da biomassa tem aplicação direta nas usinas para produção de energia e calor, tornando estas autossuficientes. O avanço da tecnologia empregada nos processos térmicos permitiu ganho de eficiência e torna financeiramente viável, além de sustentável o uso da biomassa. O Estado do Espírito Santo tem condições de se tornar um agente importante no agronegócio do cultivo de cana de açúcar, sem desmatamentos, aproveitando suas áreas degradadas e ociosas, com condições de protagonizar um papel de destaque e gerar, renda, emprego e lucro para os capixabas.

REFERÊNCIAS

Agência Nacional de Energia Elétrica, ANEEL. "Resultados gerais". Brasília, 2003.

Agência Nacional de Energia Elétrica, ANEEL, 2005. "Atlas de Energia Elétrica". 2 ed. p. 77-92. Brasília. Agência de Serviços Públicos do Espírito Santo, 2013. "Atlas de Bioenergia do Espírito Santo". 100 p. Vitória, Espírito

- Santo. 10 jun 2018 http://www.aspe.es.gov.br/download/Atlas_de_Bioenergia_do_Espirito_Santo.pdf>.
- Companhia Nacional de Abastecimento, 2012. "A Geração termoelétrica com a queima do bagaço de cana-de-açúcar no Brasil". Análise do desempenho da Safra 2009-2010. 10 jun 2018

http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/11_05_05_15_45_40_geracao_termo_baixa_res.pdf> Costa, M. H. A.; Balestieri, J. A. P. 1998. "Viabilidade de Sistemas de Cogeração em Indústria Química". VII

- Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas". Rio de Janeiro. Anais, v. I. p. 358-363.
- Coelho, S. T. 1999. "Mecanismos para implementação da Cogeração de Eletricidade a partir de Biomassa. Um modelo para o Estado de São Paulo". Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Energia. Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil.
- Dantas, D. N. 2010. "Uso da biomassa da cana de açúcar para geração de energia elétrica: análise energética, exergética e ambiental de sistemas de cogeração em sucroalcooleiras do interior paulista". Dissertação de mestrado. Programa de Pós-graduação em ciências da engenharia ambiental. Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil.

Das, H.; Singh, S. K.; 2004. "Crit. Rev. Food Sci. Nutr". p. 44, 77.



- Erlich, C.; Bjornborn, E.; Bolado, D.; Giner, M.; Fransson, T. H. 2006. "Pyrolysis and gasification of pellets from sugar cane bagasse and wood". Fuel, v. 85, p. 1535-1540.
- Gabriel Filho, L. R.; Cremasco, C. P.; Cataneo, A; Seraphim, O. J. 2007. "Estudo teórico sobre cogeração de energia seus equipamentos e ciclos". Fórum Ambiental da Alta Paulista. Tupã, v. III, p. 1-21.

Goldemberg, J. Lucon, O. 2007. "Energia e meio ambiente no Brasil". Estudos Avançados, nº 21.

Lora, E. E. S.; Nascimento, M. A. R. 2004. "Geração termelétrica: Planejamento, projeto e operação". Rio de Janeiro, ed. Interciência. 2 vol. 1296 p.

- Machado, I. C. 1998. "Greenhouse gas emissions and energy balances in bio-ethanol production and utilization in Brazil". Biomass and Bioenergy, v. 14, n.1, p 77-81.
- Nilbberth, S., 2012. Portal Casa. "Novas pastilhas: plástico reciclado e bagaço de cana". 15 jun 2018 < http://abr-casa.com.br/blog/blog-da-construcao/2012/09/>.
- NovaCana. Usinas de açúcar e álcool no Estado: Espírito Santo. 12 jun 2018
- https://www.novacana.com/usinas_brasil/estados/espirito-santo.
- Petrobras. "Dados Técnicos de Biomassas". Rio de Janeiro: PETROBRAS. Departamento industrial, Divisão de Fontes Energéticas Alternativas, N. 29, 65 p. 1982.
- Revista Visão Socioambiental. 2015. "Projeto utiliza coco e bagaço de cana na remoção de poluentes de água". 10 jun 2018

<http://www.visaosocioambiental.com.br/site/index.php?option=com_content&task=view&id=498&Itemid=53>.

- Santos, F. A., Queiróz, J. H., Colodette, J. L., Fernandes, A. S., Guimarães, V. M., Rezende, S. T. 2012. "Potencial da palha de cana de açúcar para produção de etanol". Quim. Nova, vol. 35. nº 5.
- Zhang, Y. H. P.; Ding, S. Y.; Mielenz, J. R.; Elander, R.; Laser, M.; Him-mel, M.; Mcmillan, J. D.; Lynd, L. R.; Bioeng. 2007. "Biotechnol".

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (x) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ENERGIAS RENOVÁVEIS: POSSIBILIDADES DO USO DE MÁQUINAS STIRLING PARA GERAÇÃO DE ENERGIAS ELÉTRICA E MECÂNICA

Nome dos autores: Israel Conceição Rocha, Wesley Batista da Silva e Daniel Amaral Praxede Silva Instituição: Universidade Estadual do Maranhão - UEMA Endereço Completo da instituição: Cidade Universitária Paulo VI, S/N - Tirirical, São Luís – MA E-mail para correspondência: <u>israelr777@live.com</u>

RESUMO: A grandeza da evolução intelectual a qual vivem os seres humanos é incrível, inimagináveis seriam a maioria das grandes conquistas se houvesse o intento de elabora-las anos passados. A velocidade de informações que podem ser trocadas com tamanha precisão é a base da vida em quase todas as áreas. A possibilidade de tratamento de doenças até então mortais é algo que também se destaca no meio dessas conquistas. O campo da mecânica funcional não se distância dos demais quando se trata de descobertas, motores dos mais diversos tipos estão cada vez mais eficientes e envolvidos em termos tecnológicos. E entre essa gama de melhoria e inovação surge a problemática ambiental, que se apresenta como fator de significativa vantagem aos âmbitos que da mesma se apropriam. Surgem então, pesquisas voltadas a busca de energias oriundas de fontes alternativas e/ou renováveis, por exemplo. E nesse contexto que "renascem" as máquinas Stirling, descobertas em 1816 pelo escocês Robert Stirling. Este material apresenta-se com o propósito de servir de norte aos que desejam iniciar o estudo dessas máquinas e assim contribuir ao avanço sustentável. Para isso, apresenta-se os modos de funcionamento dessa máquina, como também os seus pontos fortes e fracos.

Palavras-Chave: Inovação, Stirling, sustentável

ABSTRACT: The greatness of intellectual evolution to which human beings live is incredible; Unimaginable would be most of the great achievements if the attempt were made to elaborate them years ago. The speed of information that can be exchanged with such precision is the basis of life in almost every area. The possibility of treatment of hitherto deadly diseases is something that also stands out in the midst of these achievements. The field of functional mechanics does not distance itself from others when it comes to discoveries, motors of the most diverse type are increasingly efficient and involved in technological terms. And among this range of improvement and innovation emerges the environmental problem, which presents itself as a factor of significant advantage to the areas that it appropriates. They arise then; Research aimed at finding energy from alternative and / or renewable sources, for example. And in this context they are "reborn" the Stirling machines, discovered in 1816 by the Scot Robert Stirling. This material is presented with the purpose of serving as a guide to those who wish to start the study of these machines and thus contribute to sustainable advancement. For this, the operating modes of this machine are presented, as well as its strengths and weaknesses

Keywords: Innovation, Stirling, sustainable

INTRODUÇÃO

O consumo de energia tem aumentado de maneira frenética ao longo dos anos, principalmente em áreas metropolitanas e polos industriais. Devido a isso, ocasionou-se um aumento das discussões acerca dos impactos ambientais decorrentes da utilização das fontes convencionais de geração de energia; levando-se a conclusão que é necessário buscar meios alternativos capazes de utilizar recursos disponíveis com baixa geração de poluentes. Com isto existe a possibilidade da utilização do motor de Stirling na geração de energia a priori mecânica. "Esta tecnologia foi desenvolvida e apresentada pelo escocês Robert Stirling em 1816 com o objetivo de substituir os motores a vapor" de acordo com (Barros, 2005). O motor Stirling, veja um dos modelos desse referido motor na Fig. (1), está sendo estudado como uma forma alternativa e vem sendo empregado em áreas bem específicas; como submarinos e painéis solares, pois além de não utilizar combustíveis fosseis, reduzindo assim a emissão poluentes, este motor tem a capacidade de transformar a energia calorífica advinda de qualquer fonte em energia mecânica segundo (Sulzbach, 2010). Outra vantagem significativa do motor Stirling é sua capacidade de converter energia térmica em mecânica sem explosão, levando a uma operação silenciosa. Essa característica pode se mostrar essencial para aplicações especiais, tais como operações militares e usos médicos. O motor Stirling representa também uma alternativa para geração de energia elétrica; de comunidades remotas que não são fazem parte da matriz energética. Isso se deve ao fato do mesmo poder operar alimentado através de qualquer fonte de calor.





Figura 1. Máquina Stirling

METODOLOGIA

Para a realização deste artigo foi realizado um estudo a respeito dos diversos fatores que influenciariam em um projeto de motor Stirling, visando uma aplicação especifica, desde o conhecimento de sua história e dos fatores que impulsionaram a descoberta e fabricação do mesmo até suas aplicações atuais, modos de construção e vantagens e desvantagens. Para estar equiparado de dados que proporcionassem a construção de um artigo que tem por objetivo auxiliar leigos e especialistas da área de produção de energia, a aplicarem este referido motor nas mais diversas situações de seus interesses, foi analisado livros, artigos, dissertações, relatórios, vídeos e conversas orais com professores e discentes.

Por meio do conhecimento adquirido das formas citadas, decidiu-se fabricar um protótipo de motor Stirling, com o propósito de se familiarizar ainda mais com o projeto, facilitando assim; análises e discussões que arregimentariam um maior compêndio de ideias e sugestões. Os materiais utilizados para a construção do motor foram basicamente latas de cerveja (cabeçotes e cilindros), raios de bicicletas (para eixos, pistões e virabrequim) e conectores de fio de luz (para as diversas conexões entre eixos e entre os mesmos e o virabrequim). A construção foi realizada no NUTENGE (Núcleo Tecnológico de Engenharia), espaço da Universidade Estadual do Maranhão que engloba além de laboratórios, máquinas de cunho mecânico, entre outras. A partir dessa construção foram feitas considerações importantes, que se mostraram essenciais para a construção desse documento. O nosso motor Stirling está mostrado na Fig. (2).



Figura 2. Protótipo do motor Stirling construído pela equipe



Procedimento experimental

Essas máquinas (Stirling) oferecem alta eficiência com baixa emissão de poluentes em comparação com os tradicionais motores a combustão segundo (Tavakolpour, 2008). Para uma melhor abordagem dividiu-se as máquinas Stirling em dois grupos: máquinas Stirling para geração de energia elétrica e motores Stirling. Discorreremos primariamente das máquinas Stirling com o propósito de gerarem energia elétrica. E finalizaremos a análise com o grupo posterior. Lembrando que as máquinas Stirling tem como finalidade se apresentar em forma de energia alternativa (com a possibilidade de não haver emissão de poluentes) e simples modo de trabalho (em seu princípio de funcionamento). Já que essas máquinas fornecem energia mecânica, podem ser aplicadas como motores em si, como bombas ou qualquer finalidade que sua aplicação se mostre viável.

Máquina Stirling geradora de energia elétrica

A aplicação da máquina Stirling para a conversão de energia solar data do ano de 1864 e se mostra uma das formas mais interessantes para a aplicação dessa referida máquina, devido a incidência do sol ser gratuita e gerar nenhum poluente no processo. Foi desenvolvido, por Lourenço Roxo um projeto de coletores solares de disco parabólico, os quais geram energia elétrica a partir de um motor Stirling ligado a um gerador de acordo com (Roxo, 2007).

Algumas empresas, sobretudo estrangeiras, têm hoje protótipos, similares com o projetado por Roxo, para demonstração. Baseados na técnica de captação de energia solar por concentradores parabólicos e em forma de disco, com uma máquina Stirling no foco. Estas unidades, com cerca de 10 metros de diâmetro, têm potência nominal de 25 KW. Se a taxa de encomendas atingir 2.000 unidades/ano; estima-se que conseguiriam colocar no mercado um destes conjuntos por US\$ 1.800,00 já instalado. Caso essa taxa de encomendas quintuplicasse o preço do conjunto já instalado poderia cair para US\$ 600,00. A eficiência, do processo de conversão da energia solar para trabalho procederia em uma faixa de 38 a 40%, de acordo com o fabricante. As máquinas Stirling, por serem de capazes de funcionar com qualquer fonte que ofereça calor (possuem processo de combustão externa), estariam aptas para receberem energia solar durante o dia e outra fonte de calor durante a noite. Podem ser máquinas bastante simples com manutenção, lubrificação e operação fáceis. Permitem ainda operação silenciosa e com pouca vibração (considerado o maior fator de falhas em componentes mecânicos da atualidade). Segundo (Kongtragool, 2002) seriam as máquinas ideais para regiões isoladas onde sejam permitidas mudanças lentas na potência de saída e uma partida não instantânea. Geralmente essas regiões não são favorecidas e/ou beneficiadas pela matriz energética, o que se mostra como incentivo para o uso da referida máquina. As máquinas Stirling podem ser divididas em 3 tipos, são eles: Beta, Gama e Alfa. Um estudo das mesmas será realizado para o melhor entendimento dos seus princípios de funcionamento e possíveis alterações e indicações utilização. Uma ilustração do modo de funcionamento geral das máquinas Stirling está mostrada na Fig. (3).

Há ainda muito espaço para a pesquisa e o desenvolvimento de sistemas cada vez mais eficientes e operacionais. Uma vez que esses sistemas possuem ainda obstáculos a serem vencidos, como a dificuldade em se vedar a câmara que comporta o fluido de trabalho. Ainda assim, este sistema solar térmico representa um fator coadjuvante na adaptação do homem a um clima semiárido, estendendo-se para além do uso doméstico. Em se tratando das técnicas para o aproveitamento fotovoltaico, não é complicado perceber que o Brasil terá de investir verba para o financiamento de pesquisas e implementação dos resultados (como forma de apostar e/ou incentivar o uso desse sistema). O objetivo deve ser obter total domínio desta forma de geração, sendo seu uso repensado, principalmente entre as camadas da população não englobadas pela matriz energética. Haja visto o grande potencial do nosso país em termos de incidência solar. Ainda existem diversas limitações para o desenvolvimento desse tipo de motor, porém se as restrições operacionais forem resolvidas, diferentes opções de projetos viáveis podem ser desenvolvidas de acordo com (CRUZ, 2012).



Figura 3. Ciclo geral de funcionamento de máquinas Stirling

Motores Stirling

O desenvolvimento de motores que podem ser alimentados a partir de fontes de energia renováveis é de extrema importância para o aumento da utilização desse tipo de energia. Os motores Stirling são alvos de vários estudos e pesquisas científicas devido a sua capacidade de uso eficiente de energia proveniente de qualquer fonte de calor. Assim o desenvolvimento e investigação de motores Stirling tornam-se aspectos importantes para muitos institutos científicos e empresas comerciais segundo (Cruz, 2012), isso de acordo com Edson Pautz.

Funcionamento dos motores Stirling

O motor Stirling (eficiência $\cong 45\%$) é um motor térmico que possui combustão externa e é bem mais eficiente do que um motor a gasolina ou motor diesel (eficiência $\cong 25\%$). Nossos recursos energéticos fósseis estão se esgotando, cientes disso, engenheiros e cientistas recordaram-se do princípio projeto elaborado pelo escocês Stirling, que utiliza fontes alternativas de energia para se gerar energia elétrica ou mecânica. Um motor Stirling é uma máquina térmica que opera por meio da compressão cíclica e da expansão de um fluido de trabalho a diferentes temperaturas de modo que haja uma conversão de energia em forma de calor em trabalho mecânico. É por norma entendido como um motor de combustão externa, em contraste com os motores de combustão interna nos quais a entrada de calor é efetuada pela combustão de um determinado combustível dentro do corpo do motor. Ao contrário das máquinas a vapor, que usam água tanto no estado líquido como no gasoso, como fluido de trabalho, os motores Stirling restringem uma quantidade específica de fluido permanentemente gasoso, como ar atmosférico. O ciclo geral ao qual está baseado o princípio de funcionamento para estes motores, é semelhante ao ciclo geral em todas as máquinas térmicas: constituído pela compressão do gás frio, pelo aquecimento do gás quente, e pelo arrefecimento do gás antes de reiniciar o ciclo. Os motores Stirling são divididos em três categorias: Alfa, Beta e Gama, de acordo com a configuração dos cilindros e pistões. O ciclo de Carnot), são eles:

- Compressão a temperatura constante
- Aquecimento a volume constante
- Expansão a temperatura constante
- Rejeição de calor a volume constante

Note que se torna impossível o ciclo executar-se utilizando de apenas um pistão. Consequentemente, nos motores Stirling, se tem dois espaços com diferentes temperaturas, sendo que o gás de trabalho flui de um para o outro. O movimento de tal gás é feito pelo deslocador nos motores Stirling de deslocamento, e por dois pistões (Pistão de compressão e de expansão) nos motores Stirling de dois pistões (HIRATA, 1995). Um permutador de calor pode ser utilizado para se melhorar a eficiência. A função deste referido componente é fazer com que o fluido de trabalho passe primeiro num sentido (e não no outro). E também retém no Interior do sistema o calor que de outra maneira iria ser trocado com o ambiente, permitindo assim uma maior eficiência desse ciclo.

Configurações dos motores Stirling



Os motores Stirling são classificados pelo tipo funcionamento. Os de deslocamento e os de dois pistões. Em motores Stirling do tipo deslocamento, o gás de trabalho é movimentado do espaço de alta para o de baixa temperatura pelo pistão deslocador, enquanto o pistão de trabalho faz a compressão e a expansão do gás.

Ciclos teóricos em motores

O princípio de funcionamento do Motor Stirling difere dos motores de combustão interna comuns. Um motor Stirling, por exemplo, sempre contém um fluido pressurizado no seu interior, que é chamado de gás de trabalho. A Potência é gerada não pela queima explosiva de combustível no cilindro, mas pelo aquecimento e resfriamento do gás de trabalho pelo lado externo do cilindro. É exatamente esse ciclo de transferência de calor do próprio fluido de trabalho com o meio e si próprio que rege o funcionamento do motor. Esse gás de trabalho é movimentado da parte fria para a parte quente do motor e vice-versa, através de pistões e claro; das leis básicas da Termodinâmica. Com isso, se obtém acréscimo ou decréscimo da temperatura do gás de trabalho (devido as trocas de calor desse fluido com o meio externo). A mudança na temperatura do gás de trabalho causa uma subsequente mudança na pressão do mesmo, que gera força para movimentar o pistão. A potência de saída do motor é entregue ao eixo do volante que se encontra acoplado ao virabrequim. O princípio de funcionamento do motor Stirling é baseado em um ciclo fechado, onde o gás de trabalho é mantido dentro dos cilindros e o calor é adicionado e removido do espaço de trabalho através de trocadores de calor. Detalhando um ciclo completo desse motor, com a finalidade de facilitar o entendimento, obtemos os seguintes processos descritos em sua devida ordem: Se retirarmos o volante, o eixo virabrequim, a biela e os 2 estágios do cabeçote e analisarmos o interior do cilindro que comporta o pistão deslocador, perceberemos que este referido pistão é capaz de dividir a "camisa" em 2 cavidades durante o funcionamento. Essa divisão ocorre devido as trocas de energia e do movimento efetivo do eixo virabrequim que está conectado ao pistão deslocador por meio da biela.

Por consequente, quando este pistão está na cavidade de baixo; a fonte transfere energia em forma de calor para o ar que se encontra nessa cavidade e o mesmo por meio das leis da Físico-química (que em um dos seus muitos postulados relata que ao fornecermos energia para um sistema gasoso composto de ar atmosférico, as moléculas do mesmo se chocam entre si. Com o aumento do recebimento de energia pelo sistema esse choque provoca um aumento de volume) e de suas propriedades físicas se expande, empurrando assim o pistão para cima. Ao atingir o seu limite, o pistão deslocador descobre um orifício pelo qual o ar quente e expandido passará e será conduzido até um pistão de trabalho externo que se encontra acoplado ao eixo virabrequim por meio de uma biela.

Como a pressão ocasionada pelo fornecimento de energia da fonte para o ar foi transferida para o pistão externo, o pistão deslocador desce, permitindo que o ar passe da cavidade de baixo para a de cima. Chegando na cavidade superior o ar encontra um sistema sem fonte para fornecer calor, ou seja, o ar que proporcionará energia. Nesse último processo o ar reduz o seu volume e secciona o pistão externo. A pressão fornecida no 1º ciclo ao pistão de trabalho é requerida no 2º ciclo. A partir daqui todo o processo se reinicia. Dois detalhes importantes que precisam estar bem claros são; 1º - o fato de que o pistão deslocador não realiza trabalho, apenas desloca o ar entre as duas cavidades do cilindro e o 2º - há uma pequena folga entre esse referido pistão e o cilindro, com o intuito de proporcionar a transferência do ar em relação aos dois compartimentos.

Há 3 modelos de motores Stirling, são eles: Beta, Gama e Alfa.

Na configuração Beta, o ciclo é o ilustrado na Fig. (4), perceba que o pistão deslocador e o pistão de trabalho estão alinhados em um único cilindro. Este processo de sobreposição entre o movimento de ambos os pistões, tem por consequência a obtenção de uma taxa de compressão maior no motor, e, devido a isso, pode-se obter maior potência que o motor Stirling tipo Gama. Acontece que, o alinhamento das hastes do pistão deslocador e do pistão de trabalho, torna o mecanismo complicado devido a dificuldade se confinar o ar (HIRATA, 1995). O motor Beta é justamente a configuração clássica, patenteada em 1816 por Robert Stirling.



Figura 4. Ciclo de motor Stirling tipo Beta


O ciclo de trabalho do motor Stirling de modelo Beta é descrito a seguir:

- ✓ 1 2 O pistão de trabalho é movimentado para a esquerda e o gás é comprimido. O gás é resfriado através do circuito de água de resfriamento, com o objetivo de realizar a compressão a temperatura constante;
- ✓ 2 3 O pistão de deslocamento é movimentado para a direita, forçando o gás a passar através do canal de conexão para o volume quente, onde o gás é aquecido por um queimador. Quando o gás é aquecido, sua pressão aumenta. Porém é importante notar que o volume nesse processo é constante;
- ✓ 3 4 Ambos os pistões movimentam para a direita, devido à expansão do gás. O gás é aquecido pelo exterior por um queimador com o objetivo de se obter uma expansão a temperatura constante;
- ✓ 4 1 O pistão de deslocamento é movimentado para a esquerda, forçando o gás a passar pelo canal de conexão para o volume frio, onde o gás é resfriado pela água de resfriamento. Quando o gás é resfriado, sua pressão reduz até a pressão inicial. É importante notar que o volume neste processo é constante.

O motor do tipo Gama tem um deslocador similar ao do motor tipo Beta, entretanto, a Fig. (5) mostra este que este pistão deslocador é montado em outro cilindro. Essa configuração tem o conveniente de separar a parte quente do trocador de calor, que é associada ao pistão de deslocamento (pistão interno), do espaço de compressão, associado ao pistão de trabalho (pistão externo), segundo (MELLO, 2001). Isso se apresenta como vantagem, já que nesse modelo o gradiente de temperatura é favorecido a um considerável aumento, que pode ser visualizado na alteração da rotação do motor. Isso se deve pelo simples motivo de: quanto maior a taxa de variação da temperatura (maior gradiente), maior o trabalho realizado deve ser maior também, e de maneira proporcional.



Figura 5. Motor Stirling modelo Gama

Comparando o motor tipo Gama com o motor tipo Beta, o seu mecanismo é mais simples, e ajustes na taxa de compressão e incremento da área de transferência de calor são relativamente fáceis de obter, de acordo com (HIRATA, 1995). O ciclo de trabalho do motor Stirling do tipo gama é descrito a seguir:

- ✓ 1 2 Compressão Isotérmica: O pistão de trabalho é movimentado para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho, enquanto rejeita-se calor para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante;
- ✓ 2 3 Aquecimento a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para baixo, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de expansão, recebendo calor da fonte externa, e elevando a pressão;
- ✓ 3 4 Expansão Isotérmica: Com o aumento de pressão do motor, o pistão de trabalho é movimentado para baixo, realizando trabalho. Este processo é realizado a temperatura constante, sendo que durante a expansão, o gás de trabalho recebe calor da fonte externa;
- ✓ 4 1 Rejeição de calor a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para cima, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de compressão, rejeitando calor para o sistema de resfriamento, e reduzindo a sua pressão até a condição 1.



O motor Stirling tipo Alfa, assim como o tipo gama, possui dois pistões, sendo um de compressão e um de expansão, entretanto, no tipo Alfa, estes são defasados em 90°. Há um lado quente (espaço de expansão) e um lado frio (espaço de compressão), unidos entre si. Os dois pistões em conjunto comprimem o gás de trabalho no espaço frio, movimentam o gás para o espaço quente onde ele se expande e depois volta para a parte fria (MARTINI, 1983). Na configuração Alfa, apresentada na Fig. (6), o motor tem dois pistões que são conectados em série pelo trocador de calor de aquecimento, o regenerador e o trocador de calor de resfriamento.



Figura 6. Motor Stirling configuração Alfa

Embora possua a configuração mais simples, o motor Alfa apresenta a desvantagem de ambos os pistões necessitarem de vedação por conter gás de trabalho. Esses motores podem ser construídos em configurações compactas, com múltiplos cilindros e elevadas potências de saída, necessárias nas aplicações automotivas. O ciclo teórico do motor Alfa é muito semelhante ao do motor Gama, porém, na sequência do ciclo para o motor Stirling tipo Alfa, é interessante observar a defasagem entre os pistões de compressão e de expansão de 90°. O ciclo de trabalho do motor Stirling do tipo alfa é descrito a seguir:

- ✓ 1 2 Compressão Isotérmica: Neste processo, ambos os pistões (compressão e expansão) se movem para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho, enquanto calor é rejeitado para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante;
- ✓ 2 3 Aquecimento a volume constante: O pistão de compressão vai até o ponto morto superior, enquanto o pistão de expansão se movimenta para baixo. Com isso o fluido de trabalho passa para o espaço de expansão, sendo aquecido pela fonte externa aumentando a pressão;
- ✓ 3 4 Expansão Isotérmica: Neste processo, ambos os pistões (compressão e expansão) se movem para baixo, expandindo o fluido de trabalho e realizando trabalho. Este processo é realizado a temperatura constante, sendo que durante a expansão, o gás de trabalho recebe calor da fonte externa;
- ✓ 4 1 Rejeição de calor a volume constante: O pistão de compressão se movimenta até o ponto morto inferior, enquanto o pistão de expansão se movimenta para cima. Com isso, o fluido de trabalho passa para o espaço de compressão, tendo calor rejeitado pelo sistema de resfriamento, reduzindo a sua pressão até a condição.

Equações governantes

As etapas do cálculo que norteiam a obtenção do rendimento, potência e desempenho das máquinas Stirling foi formulada por Gustav Schmidt em 1871 e é fornecida por literaturas confiáveis. Entretanto, sua extensão (apesar de sua simplificação) não se mostrou interessante para que fossem apresentadas nesse documento. Por meio dessa analise teórica, pode-se dimensionar um motor que deseja de se construir ou analisar um motor que já foi desenvolvido. A teoria de Schmidt baseia-se nos métodos de cálculos isotérmicos, fundamentando-se na expansão e compressão isotérmica de um gás ideal, ou seja, nesse método se mantêm constante a temperatura, o que na prática não se verifica com tanta perfeição. O cálculo pode diagrama auxiliado com a utilização de um diagrama P-V. O volume do motor é calculado a partir da geometria do motor em análise. A estimativa é feita pelo método do gás ideal, que possui (nesse caso) com principal equação a Equação (1).

$$P * V = M * R * T \quad (1)$$

Onde: P= pressão - Pa V=volume - m³



M= massa – kg R= constante universal dos gases – J/kg. K T= temperatura – K

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O motor que construímos não alcançou a rotação que esperávamos (1200 rpm), mas seu funcionamento leve impressionou-nos. A vedação se mostrou o principal desafio na construção do motor, pois, dela depende o bom rendimento do mesmo. Os materiais utilizados no nosso protótipo foram de fácil obtenção e baixo custo. O acoplamento de um gerador com LEDs demonstrou a clara transformação de energia térmica em mecânica. Foi analisado claramente a pouquíssima necessidade de manutenção ou mesmo de lubrificação, o que diminuiria custos durante o período efetivo do motor. Apenas o fornecimento da fonte de energia deveria ser continuo, o que acontece em todos as máquinas (precisava de energia inicial e constante). Devido a isso, a possibilidade de se construir um motor semelhante ao nosso protótipo não é descartada. O aumento da escala de um motor como esse, poderia leva-lo a fornecer energia elétrica ao nosso prédio (de engenharia) na Universidade. E claro, apenas o aumento de tamanho não seria suficiente, a construção desse modelo estendido deve ser viável e outros fatores e/ou parâmetros influenciam no resultado final. Visando a inserção desse motor no mercado, ao longo dos anos, vários estudos têm sido realizados a fim de investigar o comportamento dos diferentes tipos de máquinas Stirling. Inúmeros experimentos e testes têm sido desenvolvidos a esse respeito. O propósito é elaborar uma forma realmente eficaz e viável de se obter energia de fontes alternativas. Dentro desse contexto, as máquinas Stirling tem papel relevante e promissor. Ao analisar os trabalhos desenvolvidos, fica evidente que a simplicidade, rendimento e segurança dos mesmos, são pontos que se mostram de grande interesse para o investimento nesse tipo de máquina. Além de apresentar um rendimento de até 20% a mais que os motores de combustão interna, a simplicidade torna o sistema muito mais propenso a rápidas manutenções, quando necessárias, pois; as máquinas Stirling não demandam de manutenção constante como geralmente acontece no meio mecânico. E desse baixo degaste advém ainda economia com lubrificantes. Essas máquinas também possuem baixa incidência de vibrações (causa de falhas em muitos sistemas mecânicos), e além disso, possuem funcionamento silencioso o que ampliaria sua "rede" de aplicação. Sua configuração ainda permite uma segurança que se mostra essencial, em uma época em que se valoriza todos os intentos relacionados a segurança do trabalho. A vantagem do uso de qualquer fonte de calor deve ser ressaltada, pois, além de ampliar os meios de "alimentação" da máquina oferece a possibilidade se um funcionamento 100% limpo e sustentável. Na década de 30, pesquisadores da Philips Company, na Holanda, reconheceram várias possibilidades neste antigo motor, e perceberam que modernas técnicas de engenharia poderiam ser aplicadas. Desde então, esta companhia tem investido milhões de dólares, criando uma posição de destaque na tecnologia de motores Stirling. Em se tratando da máquina Stirling para geração de energia elétrica, ainda deve haver uma evolução tecnológica que permita baratear os componentes do conjunto concentrador/Stirling, o que tornaria sua instalação viável nas regiões do país que o mais necessitam, ou seja, as zonas isoladas dos grandes centros urbanos que não estão inseridas na matriz energética. Nesse caso os equipamentos mais caros são: o motor Stirling e o concentrador parabólico e que o custo de operação (R\$ 0,43/kWh) conforme esperado, é alto em relação ao preço da eletricidade fornecida pelas empresas energéticas convencionais. Essas empresas fornecem a energia elétrica ao consumidor comum por uma tarifa de 0,114 R\$/kWh. Os protótipos possuem um custo inicial bastante elevado, equivalente ao custo de um gerador a Diesel de potência equivalente. Enquanto pode-se adquirir um grupo gerador a diesel de 7,5 kW por R\$ 3.500,00, um equipamento concentrador/Stirling de mesma potência não sai por menos que R\$ 138.000,00. Mas as perspectivas são otimistas, enquanto, hoje um protótipo custa em média US\$ 12.000,00/kW, estima-se que em 2030 este custará US\$ 1.000,00/kW. Mas, a previsão para 2030 se baseia na implantação de uma central geradora com muitos módulos e capacidade de geração de 30 MW. Pare que isso se torne uma realidade é imprescindível o investimento de capital, tanto para o financiamento de pesquisas que visem reduzir os custos e obstáculos da produção (da máquina Stirling) e tornar a máquina mais eficiente e de fácil de construção, quanto para a implementação dos e resultados obtidos nessas referidas pesquisas. Se isso se efetivar, teremos custos bem menores envolvendo está máquina de funcionamento simples e sustentável.

CONCLUSÃO

Para que a aplicação das máquinas Stirling seja vista nas mais diversas áreas, ou seja, para que a concretização se torne uma realidade, é imprescindível o investimento de capital, tanto para o financiamento de pesquisas que visem reduzir os custos e obstáculos da produção (da máquina Stirling) e tornar a máquina mais eficiente e de fácil de construção, quanto para a implementação dos e resultados obtidos nessas referidas pesquisas. Obstáculos como o alto custo de fabricação e o mantimento do ar-pressurizado no interior da máquina poderão ser superados com investimentos, que podem ser realizados com o incentivo das vantagens provenientes dessa referida máquina. Se isso se efetivar, teremos custos bem menores envolvendo está máquina de funcionamento simples e sustentável.





AGRADECIMENTOS

As considerações e agradecimentos são destinadas primeiramente à Deus, fonte de vida e de amor, que ainda nos mantém e nos busca. Em seguida, às nossas famílias pelo apoio em todas as áreas e ocasiões. E, à Universidade Estadual do Maranhão, que nos fornece conhecimento de diversas formas e possibilita estudos, trabalhos e pesquisas como essas. De modo especial ao professor Fernando Antônio Moreira Serra Abreu, que esteve nos auxiliando.

REFERÊNCIAS

- Barros, R.W., 2005, Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Modelo Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá.
- Cruz, V.G., Desenvolvimento Experimental de um Motor Stirling Tipo Gama, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.
- HKS. 5 December 1995, Theory for Stirling Engines. Stirling Engine home page. 17 february 2017 ">http://www.bekko-ame.ne.jp/~khirata/.
- KBWS. 2003, A review of solar powerred Stirling engines and low temperature diferential Stirling engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 1 july 2017 < http://www.inference.phy.cam.ac.uk /sustainable/refs/solar/Stirling.pdf >.
- Mello, M. G., 2001 Biomassa Energia dos Trópicos em Minas Gerais. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

Sulzbach, J., 2010, Projeto e Fabricação de um Motor Stirling Modelo Didático, UNIJUI, Panambi.

Tavakopour, A.R., Zomorodian, A. and Golneshan, A. A.,2008, "Simulation, Construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered a flat-plate solar colector without regenerator", Vol.33, pp. 77-87.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores Israel Conceição Rocha, Wesley Batista da Silva e Daniel Amaral Praxede Silva são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (x) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO COMPARATIVO ENTRE AS APLICAÇÕES DE BIPV E PV EM UM nZEB PROPOSTO PARA A UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Nome do(s) autor(es): Larissa Alves de Albuquerque, Letícia Dias Ataíde, Mateus Castellar, José Ferreira da Silva Junior, Agda Silva Gomes

Instituição: ASHRAE Student Branch Brasília

Endereço Completo da Instituição: LaAR, Bloco G - 1º andar. Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia. E-mail para correspondência: ashraebsb@gmail.com

RESUMO: A demanda pelo uso de fontes renováveis de geração de energia tem sido cada vez maior no mundo inteiro, especialmente para edificações com conceitos nZEB (Net Zero Energy Building – Edifício de balanço energético nulo). Tendo isso em vista, este trabalho objetiva realizar um estudo comparativo entre a aplicação de um sistema fotovoltaico integrado à edificação (BIPV - Building Integrated PhotoVoltaic) e um sistema fotovoltaico convencional, bem como seus respectivos custos, em um edifício nZEB proposto para ser construído na Universidade de Brasília. Em tal estudo, utilizou-se a ferramenta PVSyst para simular a aplicação do BIPV, o que possibilitou concluir que apesar dos custos, o BIPV é uma opção relevante para ser integrado a outros sistemas de micro geração fotovoltaica já que o mesmo atende aproximadamente 30% da demanda do prédio.

Palavras-Chave: BIPV, nZEB, PVSyst

ABSTRACT: The demand for the use of renewable energy sources has been increasing in the world, especially for buildings with nZEB (Net Zero Energy Building) concepts. This work aims to perform a comparative study between the application of an Building integrated photovoltaic system (BIPV - Building Integrated PhotoVoltaic) and a conventional photovoltaic system, as well as their respective costs, in a nZEB building proposed to be built at the University of Brasília. In such study, the PVSyst tool was used to simulate the application of BIPV, which allowed concluding that despite the costs, BIPV is a relevant option to be integrated with other photovoltaic micro generation systems since it serves approximately 30% of the building's demand.

Keywords: BIPV, nZEB, PVSyst

INTRODUÇÃO

Sistemas Fotovoltaicos Integrados à Edificação (BIPV - Building Integrated PhotoVoltaic) são células fotovoltaicas compostas basicamente por Lâminas de vidro, células solares em silício e encapsulante EVA/PVB(Et il-Vinil Acetato). Os sistemas BIPV são incorporados como elementos de revestimento de fachadas ou telhados, proporcionando um estilo eco sustentável ao edifício no qual são instalados (RÜTHER, 2004; GTM RESEARCH, 2010), por ser integrável à construção, funcional e agregar à estética da construção. Com o crescimento de empreendimentos e casas cada vez mais sustentáveis, a utilização do BIPV torna-se interessante.

No caso de uma fachada, o gerador fotovoltaico pode ser utilizado como elemento de revestimento ou como elemento de sombreamento e os custos de instalação desses painéis são comparáveis aos custos de instalação de uma fachada de vidro comum. (RÜTHER, 2004). Contudo, segundo alguns estudos recentes, o uso de BIPV em determinadas regiões e em certas quantidades, possui custo superior ao esperado. Devido, muitas vezes, à mão de obra, matéria prima e equipamentos para fabricação. O projeto de um vidro fotovoltaico, basicamente demanda que as células fotovoltaicas sejam encapsuladas entre duas lâminas de vidro, recomendado principalmente quando instalado a 90 graus, ou encapsuladas, utilizando uma ou as duas lâminas externas de polímeros, recomendado especialmente para aplicações em coberturas, a fim de garantir maior rigidez e segurança (PENG et al., 2011).

Os desafios encontrados na aplicação dessa tecnologia são associados à sua instalação, operação e manutenção no Brasil, visto que as empresas atuantes nessa área são escassas, e que no cenário brasileiro essa tecnologia vem sendo implantada recentemente. Em sistemas on grid, ou seja, que estão conectados à rede elétrica são necessários alguns componentes em sistemas solares integrados à edificação como painéis solares, sistema de fixação ao envoltório da construção, sistema conversor CC-CA (inversor), diodos de bypass e diodos de bloqueio, fusíveis e disjuntores, cabos elétricos, terminais, proteções contra sobretensões e descargas atmosféricas e caixas de conexão. (RÜTHER, 2004).

Este trabalho visa realizar um estudo comparativo entre a aplicação de um BIPV e um sistema PV convencional através de simulações em softwares e cálculos de payback. Para isso, o modelo de BIPV escolhido para a simulação



realizada no software PVSyst foi o PowerMax Skala 145W, que segundo o fabricante AVANCIS, possui uma redução relativa na eficiência do módulo a uma intensidade de luz de 200 W / m² em relação a 1000 W / m² a uma temperatura de módulo de 25 ° C e espectro AM 1,5 é de 6%. A 500 W / m², o aumento relativo da eficiência do módulo é de + 1%. Os módulos do presente fabricante possuem um formato padrão de 1.587 mm x 664 mm. O BIPV utilizado permite a personalização, como alteração da cor e o quão transparente será o módulo, promovendo maior liberdade aos designers e arquitetos no planejamento de fachadas do edifício. Segundo o manual de Aplicação e Especificações Técnicas do fabricante, devido à estrutura celular do semicondutor, os painéis solares SKALA distinguem-se por uma superfície do painel com uma aparência fina de risca de giz. Graças a um processo de produção adaptado e diretrizes de qualidade rigorosas.

Já estão disponíveis no mercado diversas ferramentas computacionais que permitem a simulação energética desde a concepção da edificação, proporcionando um resultado mais próximo da perfeição. Algumas destas ferramentas são o EnergyPlus, que é um motor de cálculo responsável por levantar a carga térmica, consequentemente o consumo energético. Em conjunto com este estudo, podem ser utilizadas ferramentas como o PVSyst, responsável por simular a aplicação de sistemas fotovoltaicos e calcular o sistema mais apropriado para suprir a demanda.

A aplicação do sistema de geração de energia integrado à edificação foi simulada para um prédio nZEB (Net Zero Energy Building – Edifício de balanço energético nulo) proposto para ser construído no Campus Darcy Ribeiro da Universidade de Brasília, sendo assim, o abatimento será sob a conta referente a Universidade. A regulação vigente, Resolução Normativa ANEEL nº 482/2012, a qual o presente projeto se enquadra no Art. 2º, inciso II, regulamenta que mini geração distribuída é caracterizada por uma central geradora de energia elétrica, com potência instalada superior a 75 kW e menor ou igual a 5MW. Tendo em vista as simulações apresentadas mais à frente, onde verificou-se geração de 3,5 MW ao mês. Contudo, para consumidores do grupo B, quando a geração exceder o consumo a rede será utilizada como armazenamento, com isso é cobrado o valor de disponibilidade. Segundo o Art. 7º, inciso II da REN 687/2015, o qual promulga alterações na REN 482/2012, o valor a ser pago na fatura mensal de energia ocorrerá da seguinte forma: "II – Para o caso de unidade consumidora com micro geração ou mini geração distribuída, exceto para aquelas de que trata o inciso II do art. 6º, o faturamento deve considerar a energia consumida, deduzidos a energia injetada e eventual crédito de energia acumulado em ciclos de faturamentos anteriores, por posto tarifário, quando for o caso, sobre os quais

deverão incidir todas as componentes da tarifa em R\$/MWh; "(Resolução Normativa ANEEL nº 687/2015)

METODOLOGIA

O nZEB

O presente trabalho utilizou como base de estudo uma proposta de edificação experimental com conceito nZEB (Net Zero Energy Building – Edifício de balanço energético nulo), o projeto foi fruto de estudo e análises de estudantes de graduação da Universidade de Brasília como Márcia Birk e Geraldo Sousa Pithon Pinto das áreas de Arquitetura e Urbanismo e Engenharia Mecânica, respectivamente. A obra foi desenvolvida para ser erguida no campus Darcy Ribeiro da Universidade de Brasília com o objetivo de estabelecer o consumo energético nulo, ou seja, a energia a ser utilizada no decorrer dos anos precisa ser suprida por fontes renováveis presentes no terreno da edificação, sem a necessidade de abastecimento da concessionária local. A proposta do edifício é que ele seja uma plataforma experimental de pesquisa para áreas tecnológicas da Universidade, principalmente voltadas ao desenvolvimento sustentável, além de cumprir como ambiente para atividades acadêmicas convencionais. (PINTO, 2014)

O programa de necessidades foi desenvolvido em conjunto por professores e estudantes de Arquitetura e Urbanismo, apresentando um plano que englobe as diversas áreas que ali atuarão para as aplicações de estudos e pesquisas. Composto por laboratórios, salas multiuso, escritórios, sala para professores, administração, auditório, sanitários e copas, a edificação se completa através de formas ortogonais e semelhantes, com uma distribuição dos ambientes em 2 blocos retangulares com um pátio central coberto, trazendo um ponto de ligação entre os mesmos. O uso e a ocupação do solo foram considerados como um projeto de urbanização de forma a otimizar a acessibilidade, priorizando formas regulares e semelhantes e evitando áreas residuais. (BIRK, 2014)

A edificação foi elaborada visando as melhores condições do clima local, se atentando desde sua implantação às escolhas dos materiais. Todo o processo de desenvolvimento do projeto foi baseado em simulações energéticas, acarretando nas melhores alternativas para máxima eficiência do edifício. Os estudos de simulação foram desenvolvidos utilizando o Energy Plus, sendo o motor de cálculo, que em conjunto com o Open Studio, onde as características gerais de horário de funcionamento e o Google Sketch Up. As volumetrias permitem a aplicação de painéis fotovoltaicos biarticulados na cobertura que liga os dois blocos além de aplicação de células fotovoltaicas nas persianas externas da fachada noroeste. A ventilação natural também foi algo analisado, intensificando a entrada dos ventos na fachada sudeste, que em conjunto com um átrio central aos escritórios permite a ventilação cruzada por convecção natural. A aplicação de uma chaminé térmica é vigente na fachada noroeste utilizando uma parede que acarretará uma pressão negativa no ambiente de laboratórios no período vespertino.

O sistema de climatização utilizado no edifício atenderá os ambientes de acordo com a sua necessidade e o tipo de uso do espaço. Locais como escritórios, sala multiuso e auditório serão atendidos pelo sistema de expansão direta com



distribuição de água gelada. Os demais ambientes, serão climatizados por soluções passivas com o uso da ventilação natural, com o uso da chaminé térmica, poço provençal e resfriamento evaporativo do ar.



Figura 1: Edifício com conceito nZEB proposto para a UnB (BIRK, 2014)

PVSvst

O PVSyst é um dos softwares de simulação mais conhecidos e completos para dimensionamento de sistemas fotovoltaicos. Foi desenvolvido pela PVSyst SA da Suíça com o objetivo de impulsionar o desenvolvimento de energia fotovoltaica, fornecendo tecnologias para atender às demandas de engenheiros, arquitetos e profissionais qualificados na área. Essa ferramenta permite ao usuário analisar configurações e resultados de forma precisa para avaliar e identificar a melhor solução possível. (PVSYST, 2018).

Os parâmetros utilizados para a simulação foram definidos conforme a localização geográfica do edifício nZEB, a área disponível para aplicação do BIPV, orientação dos coletores e as características do sistema. A le

|--|

Geographical Site	Brasilia		Country	Brazil
Situation Time defined as	Latitude Legal Time	-15.55° S Time zone UT-3	Longitude Altitude	-47.96° W 895 m
Meteo data:	Albedo Brasilia	0.20 Meteonorm 7.1 (1900)-1900), Sat=37	7% - Synthetic



Figura 2: Dados da localização geográfica presentes no relatório

Figura 3: Escolha da localização do projeto



O local escolhido para a aplicação do BIPV foi a fachada leste do edifício, devido à maior disponibilidade de área para aplicação, possibilitando que uma grande quantidade de painéis seja instalada. Este parâmetro foi medido através do Google Sketch Up.

Área de aplicação = 416,66 m^2 (1)



Figura 4: Fachada leste do edifício nZEB onde seria aplicado o BIPV (BIRK, 2014)

Como o tipo de aplicação escolhido para este estudo foi a instalação em fachada, foi necessário que a angulação dos painéis sofresse alterações quanto ao modelo ideal. Por isso as orientações incluídas no software foram:

 $Inclinação = 90^{\circ}$ (2)

Azimuth = 90° (3)



Figura 5: Escolha da orientação dos coletores

Quanto às características do sistema, as informações mais relevantes a serem colocadas no software seriam o painel e o inversor.

CABBONS ASSOCIAÇÃO BRASILIA A DE ENGRIPARIA O CIÓNICIO A DE ESTUDANTES ASSOCIAÇÃO BRASILIA A DE ESTUDANTES	UDF Centro Universitário	γ	UnB Gama O novo endereço da tecnologia
--	--------------------------------	---	---

Grid system definition, Variant "BIPV"	
Bobal System configuration Global system summary Nominal PV Power • Number of kinds of sub-arrays No i modules 360 Nominal PV Power • Number of kinds of sub-arrays No i modules 379 m² Maximum PV Power • Number of kinds of sub-arrays Nominal AC Power • Number of kinds of sub-arrays • Number of kinds of sub-arrays • Number of kinds of sub-arrays • Presizing Help • Nominal AC Power • No sizing • Sub-array • Presizing Help • No sizing • Presizing Help • No sizing • No sizing • Azimuth • 90 • Resize • or available area(modules) • Available Now • Variage • 145 Wp 52V • Use Optimizer • Sizing voltages • Variable Now • AB8 • 42 kW 350 • 820 V • Operating Voltage: • 350 </td <td></td>	
→ Number of kinds of sub-arrays Nb. of modules 360 Nominal PV Power 4 ▲ ▲ ▲ 373 m² Maximum PV Power 4 ▲ ▲ ▲ 373 m² Maximum PV Power 4 ▲ ▲ ▲ 373 m² Maximum PV Power 4 ▲ ▲ ▲ 11 Nominal PV Power 4 ✓ ▲ ▲ Array No of inverters 11 Nominal PV Power 4 ✓ ▲ ▲ Array Tit 90° Array No sizing Enter planned power (57.3 KWp 7 Stobe-array name and Drientation Nominal PV Power ▲ A 4 17 m² Stobe-array name and Drientation Tit< 90°	
Image: Simplified Schema Module area 379 m² Maximum PV Power 4 Image: Simplified Schema Nb. of investers 11 Nominal AC Power 4 V Array Sub-array name and Orientation Nominal AC Power 4 Name PV Array It 90° No sizing Enter planned power 57.3 KWp Orient. Fixed Titled Plane Azimuth 90° Presizing Help No sizing Enter planned power 57.3 KWp Select the PV module Azimuth 90° Resize or available area(modules) 417 m² Avancis 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 Image: 2018 Avancis 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 Image: 2018 Use Optimizer Voc (10°C) 53.6 V Voc (10°C) 57.2 V V Select the inverter Available Now Image: 20 Azimuth woltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Nb. of inverters 11 Image: 20 Operating Voltage: 350-820 V Global Inverter's pow	52.2 kWp
? Simplified Schema Nb. of inverters 11 Nominal AC Power 4 Y Array Sub-array name and Orientation Presizing Help No sizing Enter planned power 57.3 KWp Name PV Array Till 90* ? Resize or available area(modules) 117 m² Select the PV module Azimuth 90* PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 117 m² Available Now Itats Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 Implified Schema Implified Schem	43.4 kWdc
VArray Sub-array name and Orientation Sub-array name and Orientation Till 90° Name P/esizing Help Orient. Fixed Tilted Plane Azimuth 90° Resize Select the PV module Maximum nb. of modules Available Now Its Wp 52V Clis PowerMax Skala 145 W Sizing voltages: Voc (10°C) Sizing voltages: Voc (10°C) Solect the inverter Sizing voltage: Available Now Its Wp 52V Voc (10°C) 87.2 V Select the inverter Voc (10°C) Available Now Its Wp 500* 820 V ABB Its 2kW 350*820 V Biobal Inverters Its Wp 50* 820 V Nb. of inverters Its Wp 50* 820 V Nb. of inverters Its Wp 50* 820 V Design the array Operating conditions Vmpp (60°C) 425 V Voc (10°C) 895 V Number of modules and strings Operating conditions Vmpp (20°C) 455 V Voc (10°C) 698 V Number of modules and strings Plane irradiance 1000 W/	46.2 kWac
Sub-array name and Orientation Name Presizing Help Enter planned power © 57.3 kWp Orient. Fixed Tilted Plane Azimuth 90* Presizing Help No sizing Enter planned power © 57.3 kWp Orient. Fixed Tilted Plane Azimuth 90* Presizing Help No sizing Enter planned power © 57.3 kWp Select the PV module Available Now Maximum nb. of modules Sizing voltages: Vmpp (60°C) S3.6 V Sizing voltages: Vmpp (60°C) S7.2 V Select the inverter Available Now Imput maximum voltage: ABB Imput maximum voltage: Operating Voltage: Imput maximum voltage: Since 2015 Imput maximum voltage: Since 2014 Imput maximum power (S1C) Imput maximum voltage: Since 2015 Imput maximum power (S1C) Imput maximum power (S1C) Imput maximum voltage: Since 2014 Imput maximum power (S1C) Imput maximum power (S1C) Imput ma	
Name PV Array Tilt 90° Orient. Fixed Tilted Plane Azimuth 90° Azimuth 90° Resize or available area(modules) 417 m² Select the PV module Azimuth 90° Resize or available area(modules) 417 m² Select the PV module Maximum nb. of modules 395 Avancis 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 I Avancis 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 I Use Optimizer Voc (-10°C) 53.6 V Voc (-10°C) 87.2 V V Since 2015 I	
Orient. Fixed Tilted Plane Tilt 90* Azimuth 90* ? Resize or available area(modules) • 417 m² Select the PV module Available Now Maximum nb. of modules 395 Avancis 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 Image: Sizing voltages: Voc (-10°C) 53.6 V Use Optimizer Voc (-10°C) 53.6 V Voc (-10°C) 87.2 V Select the inverter Available Now 4.2 kW 350 - 820 V TL 50 Hz UN0-4.2 TL-0UTD Since 2015 Image: Sizing Voltage: Since 2015 Image: Sizing Voltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Nb. of inverters 11 Image: Sizing voltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Design the array Operating Voltage: 350 V Boo V Global Inverter's power is greater the specified Inverter maximum power (Info. not significant) Number of modules and strings ? ? ? Plane irradiance 1000 W/m² Max. in data C SIC Number of modules 0.0 z E Show sizing ? </td <td></td>	
Otent Theor Theor Theor Theor Theor Theor Theor Theorem Cooperations and the second product of products	
Select the PV module Available Now ✓ Maximum nb. of modules 395 Available Now ✓ 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 ✓ Avancis ✓ 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 ✓ Use Optimizer Voc (-10°C) 53.6 V Voc (-10°C) 87.2 V ✓ Select the inverter ✓ Voc (-10°C) 87.2 V ✓ ✓ ABB ✓ 4.2 kW 350 · 820 V TL 50 Hz UN0-4.2-TL-OUTD Since 2015 ✓ Nb. of inverters 11 ✓ Operating Voltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Number of modules and strings Øperating conditions ✓ ✓ Ympp (60°C) 429 V Vmpp (60°C) 429 V Vmpp (60°C) 439 V Vmpp (60°C) 439 V ✓ Significant) Max. in data • STC Mod. in series ● ✓ between 7 and 9 Plane irradiance 1000 W/m² Max. in data • STC Max. operating power 46.4 Hz	eo d
Available Now ✓ Maximum nb. of modules 395 Avancis ✓ 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 ✓ ✓ Sizing voltages: Vmpp (60°C) 53.6 V Voc (-10°C) 87.2 V ✓ Select the inverter ✓ Voc (-10°C) 87.2 V ✓ ✓ ABB ✓ 4.2 kW 350 - 820 V TL 50 Hz UN0-4.2-TL-OUTD Since 2015 ✓ ✓ Nb. of inverters 11 $\stackrel{\checkmark}{\longrightarrow}$ ✓ Operating Voltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Design the array Number of modules and strings Operating conditions Vmpp (60°C) 429 V Vmpp (60°C) 429 V Mod. in series 8 $\stackrel{\circ}{\rightarrow}$ between 7 and 9 Voc (-10°C) 638 V The Array maximum power is greater the specified Inverter maximum power (Info, not significant) Number of modules and strings • Plane irradiance 1000 W/m² C Max. in data • STC Nump (STC) 104 A Isc (STC) 117 A Array maximum power 46.4 k Norestring 360 Area	
Avancis I 145 Wp 52V CIS PowerMax Skala 145 W Since 2018 Manufacturer 2018 Image: Sizing voltage: Vmpp (60°C) 53.6 V Use Optimizer Voc (-10°C) 87.2 V Select the inverter Image: Sizing voltage: Vmpp (60°C) 87.2 V Select the inverter Image: Sizing voltage: Voc (-10°C) 87.2 V Image: Sizing voltage: Voc (-10°C) Image: Sizing voltage:	
Sizing voltages: Vmpp (60°C) 53.6 V Voc (-10°C) 87.2 V Select the inverter Voc (-10°C) 87.2 V ABB 4.2 kW 350-820 V TL 50 Hz UN0-4.2-TL-OUTD Since 2015 Implementation Nb. of inverters 11 Implementation Implementation State	B Open
Sizing voltages: Vmpp (60°C) 53.6 V ✓ Use Optimizer Voc (-10°C) 87.2 V Select the inverter Available Now ✓ Available Now ✓ ✓ ABB ✓ 4.2 kW 350 - 820 V TL 50 Hz UN0-4.2-TL-OUTD Since 2015 ✓ Nb. of inverters 11 ✓ Operating Voltage: Input maximum voltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Design the array Number of modules and strings Operating conditions Ympp (60°C) 429 V Mod. in series 8 ✓ between 7 and 9 Operating conditions The Array maximum power is greater th specified Inverter maximum power (Info, not significant) Nbre strings 45 ✓ between 40 and 49 Plane irradiance 1000 W/m² Max. in data < STC	
Use Optimizer Voc (+10°C) 87.2 V Select the inverter Available Now ✓ Available Now ✓ ✓ ABB ✓ 4.2 kW 350 - 820 V TL 50 Hz UN0 - 4.2 TL-OUTD Since 2015 ✓ Nb. of inverters 11 ✓ ✓ Operating Voltage: 350 - 820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Design the array Input maximum voltage: 850 V Global Inverter's power 46.2 kWac Number of modules and strings ? ? ? Mod. in series ? ? ? Mod. in series ? ? ? Nbre strings 45 ✓ between 7 and 9 Voc (-10°C) 698 V Nbre strings 0.0 % E Show sizing ? Plane irradiance 1000 W/m² Max. in data Impp (STC) 104 A Isc (STC) 117 A At ran com Power (STC) 52 2 km Nb modules 360 Area 379 m² Isc (st STC) 117 A At ran com Power (STC) 52 2 km	
Select the inverter Available Now Image: Store 2015 Imag	
Available Now Image: Store 2015 Image: Store 2015 ABB Image: ABB Image: Store 2015 Image: Store 2015 Nb. of inverters Image: Store 2015 Image: Store 2015 Nb. of inverters Image: Store 2015 Image: Store 2015 Nb. of inverters Image: Store 2015 Image: Store 2015 Design the array Imput maximum voltage: Store 2015 Imput maximum voltage: Store 2015 Number of modules and strings Imput maximum voltage: Store 2015 Imput maximum power is greater the specified Inverter maximum power is greater the specified Inverter maximum power is greater the specified Inverter maximum power (Info, not significant) Mod. in series Impt Store 2015 Impt Store 2015 Mod. in series Impt Store 2015 Impt Store 2015 Mod. in series Impt Store 2015 Impt Store 2015 Nbre strings Impt Store 2015 Impt Store 2015 Nbre strings Impt Store 2015 Impt Store 2015 Impt Store 2015 Impt Store 2015 Impt Store 2015 Nbre strings Impt Store 2015 Impt Store 2015 Nor strings Impt Store 2015 Impt Store 2015 Nor strings Impt Store 2015 Impt Store 2015 </td <td>7.50.1</td>	7.50.1
ABB • 4.2 kW 350 - 820 V TL 50 Hz UN0-4.2-TL-OUTD Since 2015 • • Nb. of inverters 11 • Operating Voltage: Input maximum voltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Design the array Number of modules and strings •	60 Hz
Nb. of inverters 11 Implementing Voltage: Input maximum voltage: 350-820 V Global Inverter's power 46.2 kWac Design the array Number of modules and strings Operating conditions Vmpp (60°C) 429 V The Array maximum power is greater the specified Inverter maximum power (info. not significant) Mod. in series 9 Implement of between 7 and 9 Vmpp (60°C) 429 V Vmpp (20°C) 495 V Voc (-10°C) 638 V Implement of maximum power is greater the specified Inverter maximum power (info. not significant) Note strings 45 Implement of between 7 and 9 Vac (-10°C) 638 V Max. in data © STC Overload loss 0.0 % E Show sizing ? Implement intradiance 1000 W/m² Max. in data © STC Nb modules 360 Area 379 m² Isc (STC) 117 A Arear com Romer (STC) 52 2 4	🖹 Open 📗 ne
Design the array Operating voltage: 350 v25 v Number of modules and strings ? ? Number of modules and strings ? ? Mod. in series ? ? Note strings 45 ÷ between 7 and 9 Note strings 0.0 % Plane irradiance 1000 W/m² Overload loss 0.0 % Show sizing ? Nb modules 360 Area 379 m² loc (at SIC) 117 A	
Design the array Operating conditions Number of modules and strings ? Number of modules and strings ? Number of modules and strings ? Nod. in series ? Nore strings 45 ÷ Detween 40 and 49 Overload loss 0.0 % Phom ratio 1.13 Eschw sizing ? Nb modules 360 Atrae 379 m²	л
Design the array Deprating conditions The Array maximum power is greater th specified Inverter maximum power (Info, not significant) Mod. in series Image: Second Sec	Wp.
Number of modules and strings Operating conditions The Array maximum power is greater the specified Inverter maximum power (Info, not significant) Mod. in series Image: Secified Inverter maximum power is greater the specified Inverter maximum power (Info, not significant) The Array maximum power is greater the specified Inverter maximum power (Info, not significant) Mod. in series Image: Secified Inverter maximum power is greater the specified Inverter maximum power (Info, not significant) The Array maximum power is greater the specified Inverter maximum power (Info, not significant) Nbre strings Image: String International Internation International International International In	
? ? ? Ympp (60°C) 429 V specified Inverter maximum power (Info, not significant) Mod. in series 8 : Impt (50°C) 429 V Vmpp (20°C) 495 V Nbre strings 45 : Impt (50°C) 495 V Voc (-10°C) 698 V Nbre strings 45 : Impt (STC) 104 A Store at 1000 W/m² Max. in data • STC Overload loss 0.0 % Impt (STC) 104 A Isc (STC) 117 A At an operating power 46.4 k Nb modules 360 Area 379 m² Isc (st STC) 117 A At ran com Power (STC) 52 2 k	than the Wp.
Mod. in series Image: Show sizing Image: Show s	ver. Wn.
Mod. in series 8 between 7 and 9 Nbre strings 45 between 40 and 49 Overload loss 0.0 % Plane irradiance 1000 W/m² Nbre strings 45 Overload loss 0.0 % Phom ratio 1.13 Nb modules 360 Area 379 m² Nb modules 360 Area 379 m²	Wo.
Nbre strings 45 The between 40 and 49 Plane irradiance 1000 W/m² Max. in data (* STC) Overload loss Pnom ratio 0.0 % 1.13 Es Show sizing ? Impp [STC] 104 A Max. operating power 46.4 k Nb modules 360 Area 379 m² Isc (st STC) 117 A Arran com Rewer (STC) 52.2 k	
Overload loss 0.0 % Escher sizing Plane irradiance 1000 W/m² Max. in data © STC Dverload loss 0.0 % Escher sizing ? Impp (STC) 104 A Max. operating power 46.4 k Pnom ratio 1.13 Escher sizing ? Isc (STC) 117 A at 1000 W/m² and 50°C) Nb modules 360 Area 379 m² Isc (st STC) 117 A Area non Power (STC) 52 2 k	
Overload loss 0.0 % Empty Show sizing Impp [STC] 104 A Max. operating power 46.4 I Pnom ratio 1.13 Ex Show sizing ? Isc (STC) 117 A at 1000 W/m² and 50°C) Nb modules 360 Area 379 m² Isc (st STC) 117 A Area non Power (STC) 52.2 I	
Pnom ratio 1.13 Extra only and 50°C Isc (STC) 117 A at 1000 W/m and 50°C Nb modules 360 Area 379 m² Isc (at STC) 117 A Area and 50°C	kW
Nb modules 360 Area 379 m² [sc (at STC) 117 Δ Array nom Power (STC) 52 2 4	
	W/n
	V WP
	xit
💽 System overview 🛛 🗙 Cancel 🖌 🗸 OK	

Figura 6: Escolha das características do sistema

O painel fotovoltaico escolhido foi o modelo PowerMax Skala de 145W da marca AVANCIS (Fig. 7), devido à sua tecnologia de geração fotovoltaica aliada a um design moderno para fachadas de edifícios. A quantidade de módulos estimada para atender a área de aplicação foi de 360, sendo um sistema de 45 strings em paralelo com 8 módulos em série em cada string.



Figura 7: BIPV para fachadas do tipo PowerMax Skala de 145W da marca AVANCIS

Quanto ao inversor, seria necessário realizar a escolha de um que pudesse atender à demanda da grande quantidade de painéis, por isso, foi escolhido o modelo UNO-4.2-TL-OUTD da marca ABB com voltagem entre 350-820 V. A quantidade estimada para este caso é de 11 unidades.



Figura 8: Inversor UNO-4.2-TL-OUTD da marca ABB

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Resultados da simulação no PVSyst

Através da simulação, o software PVSyst produziu um relatório com vários resultados, o que permitiu interpretar que será possível produzir um total de 42,61 MWh/ano, conforme os dados demonstrados na Tabela 1 e o Gráfico da Figura 9.

	Glob Hor kWh/m²	Dif Hor kWh/m²	T Amb °C	Glob Inc kWh/m²	Glob Eff kWh/m²	Earray MWh	E_Grid MWh	PR
Janeiro	165,8	76,03	22,08	77,4	74,3	3,336	3,247	0,804
Fevereiro	163,3	67,27	22,70	80,2	77,2	3,479	3,394	0,811
Março	170,4	79,12	22,42	90,4	86,9	3,954	3,862	0,819
Abril	154,8	62,63	22,13	80,5	77,2	3,498	3,411	0,812
Maio	150,0	52,97	20,80	79,4	75,7	3,467	3,384	0,817
Junho	150,3	37,52	19,26	75,8	72,0	3,310	3,228	0,816
Julho	164,2	36,36	19,60	79,8	75,9	3,460	3,367	0,808
Agosto	183,1	41,59	21,10	93,6	89,6	4,050	3,951	0,809
Setembro	182,8	59,08	22,70	104,2	100,4	4,540	4,436	0,816
Outubro	163,7	77,55	23,84	90,1	86,8	3,898	3,802	0,809
Novembro	143,5	72,31	22,16	75,5	72,7	3,279	3,194	0,810
Dezembro	153,8	85,02	22,50	78,7	75,5	3,424	3,336	0,812
Ano	1945,7	747,44	21,88	1005,5	964,1	43,694	42,612	0,812

Tabela 1: Resultados da simulação

	Legenda					
GlobHor	Irradiação global horizontal	GlobEff	Irradiação efetiva global correlacionada com IAM e sombreamento			
DiffHor	Irradiação difusa horizontal	EArray	Energia efetiva na saída do array			
T Amb	Temperatura ambiente	E_Grid	Energia injetada na rede			
GlobInc	Incidência global no plano do coletor	PR Performance Ratio	Relação de desempenho			



Normalized productions (per installed kWp): Nominal power 52.2 kWp



Figura 9: Energia produzida VS Perdas.

Payback do BIPV

Tabela 2: Cotação do Sistema BIPV

Item	Preço unitário	Quantidade	Total
Inversor UNO 4.2 TL	R\$3581,52	11	R\$39396,72
PowerMax Skala AVANCIS	R\$673,21	360	R\$242355,6
		TOTAL	R\$281752,32

Para o cálculo do payback que consiste do tempo de retorno do investimento, foi utilizado a cotação apresentada na Tabela 2, em que se tem um total de aproximadamente duzentos e oitenta e dois mil reais de investimento inicial com custo de equipamento para implantação da solução utilizando BIPV. A partir dos resultados da simulação foi possível identificar que a geração com BIPV é capaz fornecer 42,61 MWh/ano, o que representa 26,76% da necessidade do edifício que possui uma demanda de 159,18 MWh/ano. A partir disso foi considerado o investimento inicial e o custo do kWh de R\$0,45 e utilizando o Excel foi calculado o tempo em que a partir dessa economia se consegue pagar este investimento inicial, o resultado disso foi um período total de 18 anos, 2 meses e 4 dias.

Fazendo uma análise desse resultado, apesar de apresentar uma economia de aproximadamente 27% de energia, o custo inicial é relativamente alto fazendo com que tal solução não apresente grandes vantagens econômicas. Além disso esse grande tempo de retorno demanda custos adicionais com manutenção, trocas de equipamentos que se degradam ao longo do tempo o que poderia piorar ainda mais este cenário.

Comparação com aplicação convencional de PV

A partir de consultoria realizada em Junho de 2018 com um fornecedor local (Figura 10) e a simulação realizada no PVSyst, foram realizados estudos comparativos entre a aplicação de Sistemas integrados a edificações (BIPV) e sistemas fotovoltaicos convencionais.



Kilowatt consumido mensalmente em media	3586 Kwh/m
Numero de paineis solares de 320w necessarios	90 paineis
Combinaçao de inversores para potencia diaria	28.8 KWp
Area necessaria para acomodaçao dos paineis	180 m2
Kilowatt gerado mensalmente em media	3600.00 Kwh/m
Valor do investimento necessario	R\$ 139,500.00
Valor economizado nos 25 anos de Garantia	R\$ 1,089,978.5 (se energia aumentar só 8%a.a.)
Rendimento mensal calculado em percentual	1.16 %
Tempo de amortizaçao do investimento	86 meses
valor médio gerado neste projeto	R\$1,627.20
R\$ 1,200,000.00	
R\$ 900,000.00	llu.



Grafico baseado em aumento do custo da energia de 8% a.a segundo a ANEEL.

Figura 10: Resultados de uma simulação de PV feita com fornecedor local (NOGUEIRA, 2018)

Para realçar as diferentes características de cada um dos projetos foram estipulados fatores de significância, que serão descritos logo abaixo.

O fator de significância foi adotado com o objetivo de ser um indicador do quanto cada característica é influente em termos de arquitetura, urbanismo e engenharia civil. Dessa forma, cada critério recebeu uma nota na escala mostrada a seguir:

- 1 Pouco relevante
- 2 Moderadamente relevante
- 3 Relevante
- 4 Muito relevante
- 5 Extremamente relevante

Além disso, é possível notar que os critérios pertencem à diferentes ordens de grandeza. Para evitar que a magnitude dos valores indicados afete a comparação, todos os fatores foram multiplicados por 10⁻⁽ⁿ⁻¹⁾ (onde n é o número de casas decimais à esquerda da vírgula no maior valor indicado em cada linha). Por fim, o fator foi considerado como positivo quando o aumento do valor indicado incide positivamente na influência do critério, e neg ativo no caso contrário.

Investimento Inicial: é considerado muito relevante (4) para um projeto, para a determinação da viabilidade econômica. Quanto menor o valor necessário melhor para o ponto de vista do investidor, então foi considerado um fator negativo.

Área para acomodação: pelo fato de o edifício e qualquer subestrutura terem que ser construídos dentro do perímetro que delimita o campus Darcy Ribeiro, e por se tratar de uma área finita, esse fator foi considerado extremamente relevante (5). Já que o objetivo é consumir o máximo de espaço possível com o edifício em si, e o mínimo com subestruturas, esse fator também é negativo.





Figura 11: 200m² destacados ao lado do Departamento de Ciência Fisiológicas para efeito de comparação - Google DigitalGlobe

Tempo de Amortização: esse critério indica o payback do investimento, ou seja, quanto tempo leva para que a energia convertida pelo sistema pague o valor inicial investido. Como a instituição não tem fins lucrativos foi considerado relevante (3) o tempo de amortização, sendo um fator negativo (ou inversamente proporcional).

Versatilidade Estética: no âmbito de arquitetura, a capacidade das células solares de serem usadas em harmonia com o *design* da estrutura foi considerado muito relevante (4) já que o edifício nZEB é considerado um modelo. O fator é positivo, pois essa característica é apreciada pelos arquitetos.

Garantia: foi considerada moderadamente relevante (2) e positiva a extensão da garantia.

Depois de feitas as devidas considerações foi montada a tabela abaixo, onde foi calculado um total proveniente da soma dos valores indicados multiplicados pelos seus respectivos fatores de relevância. Desse modo, quanto maior o total obtido para um sistema mais vantajos o seria empregá-lo no edifício nZEB.

Critérios de Comparação	Unidade	Fator de significância	Painéis de Silício Convencionais (320 W)	PowerMax Skala (145W) AVANCIS
Investimento Inicial	R\$	-4x10 ⁻⁵	139500,00	281752,32
Área para acomodação	m²	-5x10 ⁻²	180	insignificante
Tempo de amortização	meses	-3x10 ⁻²	86	216
Versatilidade Estética	booleano	4	0	1
Garantia	anos	2x10 ⁻¹	25	10
Total			-12,16	-11,75

Tabela 3: Comparação entre as duas aplicações

CONCLUSÃO

O desenvolvimento do presente estudo possibilitou uma análise da aplicação de um sistema BIPV em uma edificação nZEB, visando a avaliação da viabilidade econômica e estética perante as condições existentes do projeto e da localização, além de compará-lo com uma aplicação convencional de sistema fotovoltaico.

O sistema BIPV é uma tecnologia considerada nova no mercado de produção de energia, por se tratar de um sistema de células fotovoltaicas que permitem uma flexibilidade em sua instalação sem alterar consideravelmente seu desempenho. Considerando sua aplicação em uma fachada, sua instalação permite ser aplicado como o próprio revestimento do edifício ou objeto de sombreamento, sendo alocado em uma estrutura que tenha pouca interferência de sombreamento por parte das edificações vizinhas, vegetação ou algum outro fator que possibilite o seu mau desempenho.

No estudo em questão, a aplicação do sistema foi realizada em um edifício nZEB, que visa o suprimento energético do mesmo através da geração limpa de energia in loco. A edificação está alocada em projeto na Universidade de Brasília, com a função de um edifício experimental tanto com relação ao seu programa de necessidades quanto em sua forma. Sua estruturação foi baseada na facilidade de alteração dos sistemas de climatização e de fachada para agregar nos diversos estudos a serem desenvolvidos pelas faculdades ali apresentadas. Sendo um edifício modelo para a universidade, o conceito nZEB abrange todas as disciplinas do projeto revelando sua melhor performance. Baseado em toda a ideologia



aplicada no projeto, a instalação de um sistema BIPV é aplicada de uma forma que não altere a beleza apresentada pelo edifício mas gere, de forma eficiente, uma quantidade de energia que supra a necessidade energética do e difício sem a necessidade do uso de painéis fotovoltaicos convencionais.

Avaliando o desempenho do sistema por simulação computacional, é evidente a alta performance do sistema, pois produz um total de 42,61 MWh/ano, suprindo 26,76% da necessidade do edifício de 159,18 MWh/ano. Considerando a alta performance da placa e o número elevado de placas a serem instaladas para suprir aproximadamente 30% da demanda, a inviabilidade financeira é vista como o grande empecilho para esta tecnologia, pois diante desse cenário, o retorno do investimento será de aproximadamente 18 anos.

Por conta disso, o uso do BIPV se torna viável para o edifício como algo complementar à produção de energia gerada por outro sistema de painéis fotovoltaicos convencional. O uso da nova tecnologia, quando utilizada em conjunto, entretanto, apresenta grandes vantagens nos quesitos de produção e estética das edificações, por compor o cenário de geração energético sem prejudicar a imagem arquitetônica da obra. A união entre BIPV e PV convencional pode ser justificada também caso haja inviabilidade na utilização de outras fontes de geração de energia, como biodigestor e eólica. O edifício nZEB em questão, por se tratar de um estudo para o seu melhor aperfeiçoamento, não se restringirá apenas a esse estudo. A redução e a melhor distribuição da carga térmica é um ponto importante para análises futuros, assim como um estudo paramétrico com variação dos sistemas de climatização, iluminação, materiais da fachada entre outros pontos desenvolvidos através de trabalhos de conclusão de curso e PIBIC.

REFERÊNCIAS

- AVANCIS PowerMax Skala, Disponível em http://www.avancis.de/en/products/powermaxr-skala-40/>. Acesso em 5 de junho de 2018
- BIRCK, Márcia. 2014. Apresentação do projeto arquitetônico de edificação experimental nZEB para a UnB. 2014.
- BODON, J.; Pelegrini, Alexandre; Heemann, Adriano. 2013. Sistemas fotovoltaicos integrados em edificações: Tecnologias e oportunidades com foco no mercado brasileiro. São Paulo - SP.
- Inversor ABB. Disponível em Acesso em 19 de junho de 2018">https://library.e.abb.com/public/ee1ed4ebc8c6454dbf91ab19b12fbb9a/UNO-2.0_3.6_4.2-Product%20manual%20EN-RevA(M0000027AG).pdf>Acesso em 19 de junho de 2018
- NOGUEIRA, L.F. Consultor e Técnico em Eletrônica Industrial. Disponível em:
- PENG, C., HUANG, Y., WU, Z. 2011. Building-integrated photovoltaics (BIPV) in architectural design in China. Nanjing: Elsevier
- PINTO, G. S. P. 2014. Proposta de uma edificação experimental com balanço energético nulo para Universidade de Brasília. Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Departamento de Engenharia Mecânica. 27 de Junho de 2014.
- PVSYST, Disponível em <http://www.pvsyst.com/en/>. Acesso em 5 de junho de 2018
- Resolução Normativa ANEEL nº 482/2012. Disponível em: http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2012482.pdf>. Acesso em 20 de junho de 2018.
- Resolução Normativa ANEEL nº 687/2015. Disponível em: http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2015687.pdf>. Acesso em 20 de junho de 2018.
- RUTHER, Ricardo. Edifícios solares fotovoltaicos : o potencial da geração solar fotovoltaica integrada a edificações urbanas e interligada à rede elétrica pública no Brasil / Ricardo Rüther. Florianópolis : LABSOLAR, 2004.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores: Larissa Alves de Albuquerque, Letícia Dias Ataíde, Mateus Castellar, José Ferreira da Silva Junior, Agda Silva Gomes são os únicos responsávelveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (X) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO CRIOGÊNICO DE ENERGIA COM COGERAÇÃO

Guilherme Luis Guy Guimarães, Rafael Augusto Magalhães Ferreira, Matheus Pereira Porto

Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica Av. Presidente Antônio Carlos, 6627 – Pampulha, Belo Horizonte 31270-901 Email de correspondência: guilhermeguy@gmail.com

RESUMO: Esse trabalho apresenta uma proposta de sistema de armazenamento de energia baseado no ciclo de Claude que utiliza nitrogênio como fluido de trabalho. Nitrogênio é liquefeito durante o armazenamento, é reaquecido e então expandido para recuperação da energia. Uma câmara fria e um aquecedor solar são utilizadas para reaquecer o nitrogênio antes da expansão a fim de aumentar a eficiência global do sistema. Utilizou-se tempos totais de armazenamento e descarga do reservatório para calcular o consumo, a energia recuperada do tanque e a resposta do sistema quando os circuitos de liquefação e expansão operam simultaneamente. Para a análise econômica considerou-se a rede e uma usina fotovoltaica como fontes primárias com a energia sendo injetada no horário de ponta. Uma produção de até 20% de líquido durante o carregamento e um coeficiente de geração de até 1,6 durante a descarga foram obtidos. A eficiência global foi de 9%. Vazões maiores no circuito de expansão em relação ao de liquefação resultaram em maiores quantidades de energia recuperada apesar da redução no tempo total de descarga. Menores tempos totais de armazenamento resultaram em menores quantidades de energia consumida. A capacidade do reservatório é determinante na viabilidade do projeto, sendo preferidos tanques maiores.

Palavras-Chave: Armazenamento criogênico de energia, armazenamento térmico de energia, viabilidade econômica.

ABSTRACT: This work proposes a CES based on Claude cycle and uses nitrogen as work fluid. Nitrogen is liquified during charging process and reheated and expanded during energy recovery. External sources of heat (cold chamber and solar heating system) are used in order to reheat the nitrogen before expansion and enhance the systems round trip efficiency. The study uses total times or the reservoir charge and discharge to calculate energy consumption, net generation and the system's response for simultaneous operation of expansion and liquefaction circuits. For the economic analysis the net and a photovoltaic plant were considered primary source with the recovered energy being reinjected during peak demand hours. A liquid yield up to 20% was reached during charging process and a generation coefficient up to 1,6 were achieved during discharge. A round trip efficiency of 9% was obtained. Higher flows on the expansion circuit compared to the liquefaction circuit resulted in higher quantities of recovered energy despite the reduction on total discharge time. Shorter total charge times resulted in smaller quantities of consumed energy during charge process. The reservoir capacity is mandatory in the project's viability while larger tanks are preferred.

Keywords: Cryogenic energy storage, thermal energy storage, economic viability

INTRODUÇÃO

O armazenamento de energia é um assunto muito pesquisado atualmente, pois pode ampliar o uso de fontes renováveis de energia através do aproveitamento de sua energia em tempo integral, além de balancear a geração das fontes atuais suprindo a demanda nos horários de pico com menores aumentos de geração nas usinas instaladas. De acordo com Maia *et al.* (2016) é necessário mitigar a alta variabilidade da geração das energias solar e eólica para que níveis altos de geração sejam alcançados. Uma alternativa seria a combinação de usinas de energias renováveis e plantas de armazenamento de energia. Através do uso de serviços de meteorologia, seria possível prever momentos de baixa geração de energia e, assim, antecipar momentos em que seria necessária a utilização da energia armazenada.

Abdo *et al.* (2015) indica que o sistema criogênico de armazenamento de energia (*Cryogenic Energy Storage* - CES) representa uma alternativa de baixo custo para a redução da variabilidade das fontes renováveis. Além de ser uma tecnologia pouco poluente, ela também pode ser utilizada para prover refrigeração e resfriamento. Além disso, os mesmos frisam que o sistema CES pode ser muito atrativo, pois possui uma alta densidade de energia e alta eficiência de conversão de energia. Uma eficiência de até 63% pode ser conseguida nesse tipo de sistema de acordo com os autores. Em seu estudo, os autores concluíram que um CES é mais eficiente quando operando com o ciclo de Claude quando comparado aos ciclos de Collins e Linde-Hampson.

O desenvolvimento e crescimento da geração de energia através de fontes renováveis trouxe à tona um novo problema, a alta variabilidade que essas fontes possuem. A medida que a participação dessas fontes em nossa matriz energética cresce, a necessidade de balancear a rede aumenta (Morgan *et al.*, 2015). Usinas fotovoltaicas são muito



confiáveis, porém são afetadas por fatores climáticos como nuvens e pela posição do sol que varia ao longo do ano, no caso de estruturas fixas, sem rastreador, fazendo com que sua potência gerada varie ao longo do tempo. A capacidade de geração de aerogeradores está ligada à intensidade dos ventos. Como estes são inconstantes, não se pode garantir a potência gerada por aproveitamentos eólicos.

Segundo Amrouche *et al.*, (2016) uma forma de reduzir essa variabilidade é através do armazenamento de energia. A energia gerada em momentos de grande disponibilidade energética é estocada e utilizada nos momentos de baixa geração. Atualmente esse armazenamento pode ser feito de forma eletroquímica, mecânica, eletromagnética ou, como discutido neste trabalho, por armazenamento térmico.

A produção, estocagem e utilização de fluidos criogênicos é amplamente encontrada na indústria. De acordo com Strahan *et al.* (2013), o ar líquido chegou em 2013 como tecnologia de energia com grande potencial. O autor também apresenta o conceito da *Economia do Ar Líquido* que seria a integração dos diversos usos dessa tecnologia como armazenamento de energia elétrica, geração, combustível e refrigeração - todos fornecidos por um único reservatório de fluido criogênico. Como exemplo, ele mostra como um centro de distribuição de um supermercado poderia ter um grande tanque armazenador de fluido a ser carregado regularmente por uma planta de liquefação próxima para abastecer suas empilhadeiras, congeladores e gerador de emergência para a ocorrência de *blackouts*. Para utilização em veículos dentro da Economia do Ar Líquido, o autor introduz o motor *Dearman*, criado pelo britânico Peter Dearman. Ao contrário dos antigos motores movidos a ar líquido e que utilizavam um trocador de calor externo, o motor *Dearman* utiliza um fluido para troca de calor que promove taxas de transferência extremamente altas causando a rápida expansão do líquido. Ele ainda poderia ser utilizado em combinação com um motor de combustão interna para aumento da eficiência através da recuperação do calor rejeitado.

Segundo Li *et al.* (2010) um fluido criogênico é definido como um líquido que possui temperatura de ebulição abaixo de 150 °C Nitrogênio, oxigênio, hidrogênio, hélio e gás natural líquidos são exemplos. A aplicação de um fluido criogênico como transportador de energia difere de outros meios pois a energia é armazenada em seu interior através da redução da energia interna enquanto sua exergia é aumentada. Os autores ainda afirmam que a segunda lei da termodinâmica mostra que a energia fria é mais valiosa que o calor pois sua exergia é muito superior à de outros materiais armazenadores de calor. Além disso, esses fluidos são muito eficientes na captura e reutilização de calor de baixa qualidade. Quando liquefeitos, esses gases possuem uma redução de volume de até 860 vezes em relação a temperatura ambiente, tornando seu armazenamento e transporte mais fácil. Entre nitrogênio, metano (principal componente do gás natural) e hidrogênio líquidos, este último é o que apresenta o maior valor de exergia, seguido pelo metano e então pelo nitrogênio, todos na forma líquida. Ainda de acordo com os autores, o nitrogênio líquido possui uma densidade exergética muito competitiva comparada às tecnologias de baterias atuais além de não ser combustível (Li *et al.*, 2010). Para as análises deste trabalho, o fluido de trabalho considerado será o nitrogênio.

Os primeiros sistemas de liquefação surgiram em 1900, inicialmente para propulsão automotiva, como alternativa aos veículos movidos a vapor e eletricidade da época. O ciclo de Linde-Hampson, representado na Fig. 1 utiliza altas pressões no fluido que é expandido em uma válvula pelo efeito Joule-Thompson. Já o proposto por Claude, representando na Fig. 2, utiliza uma turbina para expandir parte do fluido de trabalho enquanto gera trabalho além de uma válvula Joule-Thompson (Abdo *et al.*, 2015). O ciclo de Claude é substancialmente mais eficiente que o de Linde-Hampson, além de ser mais usado (Morgan *et al.*, 2015).



Figura 1. Circuito de liquefação de Linde-Hampson

Na Fig. 1 o termo TC se refere a trocador de calor e o termo V.E. se refere à válvula de expansão, ou válvula Joule-Thompson.



Figura 2. Circuito de liquefação de Claude

A capacidade de armazenar energia gerada em momentos de baixa demanda pode aumentar muito o valor das fontes renováveis, atuando como um estabilizador para a geração intermitente (Guizzi *et al.*, 2015). A forma de armazenamento abordada neste trabalho é com a utilização do CES, Armazenamento Criogênico de Energia em tradução livre, apresentado e patenteado por Chen *et al.* (2009). Esse diagrama é uma variação do que foi apresentado por Abdo *et al.* (2015) que além de liquefazer o fluido de trabalho, utiliza uma segunda turbina para expandir o líquido e gerar energia. Em três etapas a planta do tipo CES consegue armazenar a energia excedente e recuperá-la para utilização quando necessário. Durante a carga, energia elétrica é utilizada para liquefazer o ar ou nitrogênio. O fluido liquefeito pode ser armazenado por muitos meses em baixa pressão com perdas de cerca de 0,05% de volume por dia (Morgan *et al.*, 2015). Quando a demanda aumenta, o líquido armazenado é comprimido, reaquecido e expandido em uma turbina para recuperação de energia. De acordo com Guizzi *et al.* (2015), o CES é uma proposta inovadora para armazenamento de energia elétrica e de grande potencial, pois utiliza tecnologias já maduras utilizadas em outras aplicações como a indústria de liquefação de gases e seus componentes já são encontrados nessas indústrias.

Essa tecnologia apresenta diversas vantagens em relação a outras formas de armazenamento, como alta densidade de energia, sem restrições geográficas, custos de instalação, operação e manutenção competitivos, longa vida útil, alta capacidade de armazenamento energético, baixo impacto ambiental e capacidade de utilizar calor residual de outros processos industriais (Guizi *et al.*, 2015) (She *et al.*, 2017).

A empresa Highview Power Storage foi responsável pela construção da primeira planta CES do mundo, em um projeto piloto iniciado em 2008 (Morgan *et al.*, 2015). A planta piloto possuía capacidade de 350 kW de potência e capacidade de armazenamento de 2,5 MWh de energia e foi doada em 2013 para a Universidade de Birmingham para pesquisas (She *et al.*, 2017).

A eficiência de um sistema CES está compreendida entre 50% e 60% sendo que eficiências mais altas são atingidas com o reaproveitamento do calor durante o ciclo (Morgan *et al.*, 2015) (Guizzi *et al.*, 2015) (Abdo *et al.*, 2015). Li *et al.* (2014) analisaram a integração entre uma usina termonuclear e um CES. A eficiência do armazenamento de energia atingiu 71% segundo os autores, através do reaproveitamento do calor rejeitado pelo processo da usina durante o reaquecimento do líquido criogênico.

METODOLOGIA

Nessa seção são apresentados os modelos matemáticos utilizados para a obtenção dos resultados da análise. O diagrama do sistema proposto é baseado no ciclo de Claude e está representado na Fig. 3. O circuito opera de duas formas - em modo de carregamento ou armazenamento, em que a válvula na entrada do trocador de calor 4 é fechada e a extração *z* para a turbina 1 é maior que zero e em modo de descarga ou geração, no qual a válvula entre os trocadores 2 e 3 é fechada e a vazão na turbina 1 é igual a zero.

Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica ao volume de controle da Fig. 3, pode-se obter a fração x de produção de líquido na saída da válvula de expansão (ponto 7). Serão desconsideradas as energias potencial e cinética. Como o sistema está operando em modo de armazenamento, não há vazão no trocador de calor 4. A análise levará em conta uma vazão no circuito de expansão maior que zero. Dessa forma, o líquido saturado auxiliará no resfriamento do vapor ao mesmo tempo em que ele é reaquecido para a expansão na Turbina 2. A Eq. 1 é a equação geral para a fração de líquido produzido.

$$x_{a} = \frac{\left[(h_{1} - h_{3}) - (1 - \varepsilon)(h_{1} - h_{9})\right] + MFR. h_{8} + \frac{1}{m_{c}}\frac{dU}{dt} + \gamma h_{1} + z\eta_{t}(h_{13} - h_{14})}{h_{1} - (1 - \varepsilon)(h_{1} - h_{9})}$$
(1)

Onde h é a entalpia, ε a efetividade, $\dot{m_c}$ é a vazão mássica no compressor, U é a energia interna, t o tempo, γ é a variação do volume de vapor no interior do tanque causada pela variação do nível de líquido, z é a fração de extração para a turbina 1, η_t é o rendimento da turbina e os índices 1 a 14 se referem à posi ção geométrica no diagrama. O termo MFR (*Mass Flow Ratio*) é a razão entre a vazão na bomba e a vazão no compressor. Essa função não é válida quando



z=1 pois a vazão na válvula de expansão é zero. Dessa forma, aplicando um volume de controle ao redor do reservatório e fazendo um balanço de massa nesse volume, obtém-se os intervalos de aplicação da Eq. 1 como mostrado na Eq. 2.

$$x = \begin{cases} \frac{[(h_1 - h_3) - (1 - \varepsilon)(h_1 - h_9)] + MFR * h_8 + \frac{1}{m_c dt} + \gamma h_1 + z\eta_t(h_{13} - h_{14})}{h_1 - (1 - \varepsilon)(h_1 - h_9)}, z + MFR < 1 - \frac{1}{m_c dt} \\ 0,99 - z, z + MFR > \frac{1}{m_c dt} \end{cases}$$
(2)



Figura 3. Diagrama do sistema proposto

A Eq. 3 mostra o cálculo da energia gerada enquanto a Eq. 4 mostra o cálculo da potência .

$$E = \dot{W} \cdot t \qquad (3)$$

$$\dot{W} = w \cdot \dot{m} \quad (4)$$

Onde w é o trabalho realizado e \dot{m} é a vazão mássica. Para o cálculo do tempo total de armazenamento foi empregada a Eq. 5,

$$t_a = \frac{m_t - m_i}{x m_c - m_B} \tag{5}$$

Onde m_t é a massa total do tanque, m_i é a massa inicial do tanque e os índices C e B se referem ao compressor e bomba, respectivamente. Para o cálculo da energia líquida consumida durante o carregamento, foi empregada a Eq. 6,

$$E_a = (\dot{W}_C + \dot{W}_B - \dot{W}_{T2} - \dot{W}_{T1})t_a \tag{6}$$

Durante a geração, como pode ser visto na Fig. 3, com o fechamento da válvula no ponto 5, o fluido é desviado para o trocador de calor 4. A Equação que rege a produção de líquido nesse caso, é semelhante à Eq. 2, com a diferença de h_3 ser substituído por h_6 e z assumir valor igual à zero.

As Eq. 7 e Eq. 8 representam, respectivamente, a energia líquida gerada no circuito de expansão e o tempo total de descarga do reservatório.

$$E_g = (\dot{W}_{T2} - \dot{W}_B - \dot{W}_C)t_g \qquad (7)$$
$$t_g = \frac{m_{liquido}}{\dot{m}_B - x\dot{m}_C} \qquad (8)$$

Onde $m_{liquido}$ é a massa de líquido no interior do tanque. As Eq. 9 e Eq. 10 mostram o coeficiente de geração e a eficiência global do sistema, respectivamente.

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_{T2} + \dot{Q}_{TC5}}{\dot{W}_C + \dot{W}_B + \dot{Q}_{TC6}} \tag{9}$$



$$\eta_{RT} = \frac{E_g}{E_a} \tag{10}$$

Onde \hat{Q} se refere à taxa de calor nos trocadores e os índices TC5 e TC6 se referem aos trocadores de calor 5 e 6, respectivamente. O termo γ representa a quantidade de vapor saturado adicionado ou expulso do tanque pela variação do volume de líquido e pode ser calculado através da Eq. 11,

$$\gamma = \rho_{vap} v_{lig} (x - MFR) \tag{11}$$

Onde ρ_{vap} é o peso específico do vapor e v_{liq} é o volume específico do líquido.

Para que um projeto seja executado, ele deve ser considerado além de tecnicamente, economicamente viável. Não há lógica em investir em um projeto que consumirá mais capital do que renderá. Para essa análise de viabilidade, alguns parâmetros podem ser usados para que essa análise seja mais real e leve em conta aspectos financeiros como inflação, custo de capital e a comparação com outros investimentos disponíveis no mercado. Neste trabalho foram escolhidos os métodos da Taxa Interna de Retorno (TIR), Valor Presente Líquido (VPL) e *Payback* (Kuhnen & Bauer, 2001), (Marquezan & Brondani, 2006), (Motta & Calôba, 2002). Para estimativa dos custos, serão considerados dois cenários distintos. No primeiro, o CES terá como fonte primária a rede elétrica convencional. Durante o horário de baixa demanda energética, ou horário fora de ponta no qual os preços são mais baixos, o sistema consumirá energia elétrica para carregar o reservatório do sistema. Durante o horário de ponta, no qual os preços de energia são mais altos, ele fará a recuperação da energia armazenada para injetar na rede. A energia consumida é um custo enquanto a injeção de energia é considerada uma receita. Além disso, custos de instalação, operação e manutenção serão levados em conta.

Valor Presente Líquido, ou VPL é a soma de fluxos de caixa descontados para o tempo presente a uma determinada taxa de juros (Motta & Calôba, 2002). Esse indicador possibilita a análise de viabilidade de um projeto ao mostrar se ele trará um retorno mínimo esperado. Ao assumir valor positivo, o VPL atesta a viabilidade do projeto (Marquezan & Brondani, 2006).

A taxa i utilizada no cálculo do VPL é arbitrária e conhecida como Taxa Mínima de Atratividade (TMA), e é definida como a taxa mínima de retorno que o investidor deseja como retorno ao realizar o investimento. Ela representa a taxa de retorno em cima do capital investido que é desejada pelo investidor (Kuhnen & Bauer, 2001). Normalmente é utilizada como referência uma taxa de juros conseguida em investimentos acessíveis e de baixo risco. Outro parâmetro utilizado para verificar a viabilidade de um projeto é a Taxa Interna de Retorno, ou TIR. Ela pode ser comparada com a TMA e, ao ter valor maior, mostra a viabilidade do investimento, pois o retorno do projeto será superior ao da taxa mínima esperada para a rentabilidade (Marquezan & Brondani, 2006). A TIR é, por definição, a taxa de juros que iguala o valor presente das entradas e das saídas no fluxo de caixa (Pereira & Almeida, 2008). As Eq. 12 e Eq. 13 mostram como ela e o VPL podem ser obtidos,

$$VPL = \sum_{j=0}^{n} \frac{FC_j}{(1+i)^j} + Investimento Inicial$$
(12)

$$VPL = 0 = \sum_{j=0}^{n} \frac{FC_j}{(1+TIR)^j} + Investimento\ Inicial$$
(13)

Onde FC é o fluxo de caixa que faz o balanço entre receitas e custos. Para a análise do tempo de retorno de um projeto, pode-se utilizar o indicador *Payback*. A Eq. 14 mostra como calculá-lo,

$$Payback = \frac{Investimento}{Retorno por período}$$
(14)

Esse indicador não serve para analisar a viabilidade econômica de um projeto quando utilizado isoladamente, mas sua atratividade, podendo servir de artifício para a seleção entre alternativas de investimento.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O fluido de trabalho do sistema é o Nitrogênio. Nitrogênio líquido é largamente utilizado na indústria, por isso, inicialmente ele seria muito utilizado em sistemas CES. Por questões de custos ele seria substituído por ar ao longo do tempo (Strahan, 2013). Para a obtenção dos resultados, foi utilizado o programa Matlab com auxílio do banco de dados Coolprop, que utiliza equações descritas em literatura (Lemmon & Jacobsen, 2004), (Lemmon *et al.*, 2000) para fornecer os valores das propriedades termodinâmicas de um fluido. Para a análise foram arbitrados e calculados valores para os parâmetros de trabalho dos equipamentos (Abdo *et al.*, 2015). Esses valores são mostrados na Tab.1



Tabela 1. Parâmetros de trabalho dos equipament	os
---	----

	Entrada		Saída		
	Pressão (MPa)	Temperatura (K)	Pressão (MPa)	Temperatura (K)	
Compressor	0,1	298	4	855	
Bomba	0,1	77,3	20	77,3	
Turbina 1	4	265	0,1	92,7	
Turbina 2	20	673	0,1	148,67	

As eficiências consideradas foram 0, 5 para o compressor, 0, 85 para a turbina e 0, 75 para a bomba. A capacidade do reservatório considerada foi de 35 m³. A Fig. 4 mostra a produção de líquido durante o armazenamento para uma efetividade de 0,8.



Figura 4. Produção de líquido no armazenamento

A produção cresce linearmente com o aumento da fração de fluido proveniente do compressor que é extraído para a turbina 1. Após atingir um valor máximo, a produção cai. Isso ocorre pelo motivo já descrito, o balanço de massa requerido pelo ciclo. A curva superior representa a produção para um MFR = 0,01. A diferença entre as curvas, entretanto, pode ser desprezada. A Fig. 5 mostra os tempos totais de armazenamento, em função da extração para turbina 1. A vazão considerada no compressor é 5 kg/s.



Figura 5. Tempos de armazenamento

Os tempos totais de armazenamento são mostrados na Fig. 5. Quando MFR > x não há armazenamento de fluido no tanque, pois a quantidade de líquido saindo supera a entrada. Tempos totais de armazenamento muito altos não foram



considerados pois fogem ao objetivo do arranjo proposto. As curvas mostram que os tempos totais também são uma função da produção de líquido. O tempo total atinge um valor mínimo quando a produção de líquido é máxima.

A Fig. 6 mostra a fração de produção de líquido no circuito quando a válvula entre os trocadores 2 e 3 é fechada e a válvula próxima ao trocador 4 é aberta. A curva representa a produção de líquido em função da temperatura na válvula de expansão. A temperatura foi escolhida como variável pois tem maior peso na variação da entalpia do fluido nesse ponto. É possível ver que a razão MFR tem pequena interferência na fração de ar que é liquefeito na passagem pela válvula de expansão, embora o efeito não deva ser desprezado. A produção de líquido cai com o aumento do valor da vazão na bomba. Isso se deve ao fato de a vazão da bomba influenciar tanto a energia interna do reservatório quanto o termo γ .



Figura 6. Produção de líquido na geração

Os tempos de descarga completa do reservatório estão representados no primeiro gráfico da Fig. 7. O impacto da produção de líquido nos tempos de descarga se torna imperceptível para valores maiores de MFR. Entretanto, para valores pequenos, como mostrado na curva MFR = 2, a influência é grande. A energia líquida produzida em função dos tempos de descarga durante a geração é mostrada nos demais gráficos da Fig. 7. O aumento no tempo de descarga proporcionado pela produção de líquido causa um aumento na geração líquida, uma vez que a potência gerada é maior que a consumida.



Figura 7. Tempos de descarga e energia gerada





Figura 8. Coeficiente de geração e eficiência global



À medida que a razão entre as vazões cresce, o coeficiente aumenta bruscamente em um primeiro momento. Esse aumento desacelera gradativamente até atingir um valor máximo próximo a 1,6. Isso ocorre, pois com o aumento da vazão mássica na bomba, o coeficiente se torna uma função apenas dos trabalhos da bomba e da turbina 2 e da carga térmica dos trocadores de calor 5 e 6. A eficiência global é o parâmetro mais importante na análise do CES, pois indica a quantidade de energia perdida durante todo o processo de armazenamento e recuperação. Pode ser visto no gráfico que as maiores eficiências são conseguidas para valores mais altos de MFR durante a descarga do tanque e valores mais baixos de MFR no armazenamento.

A análise econômica foi feita para 4 cenários distintos. O primeiro cenário considerou que o CES utiliza energia da rede para o armazenamento durante o horário fora de ponta (HFP), no qual a energia é mais barata e a injetou no sistema durante o horário de ponta (HP) com uma eficiência de 10%. No segundo cenário, o sistema utilizou energia de uma Usina Fotovoltaica para o armazenamento e também injetou a energia recuperada na rede no horário de ponta com uma eficiência de 10%. Os outros dois cenários são semelhantes aos primeiros, com a diferença de que foi considerada uma eficiência de 60% para ambos. O sistema proposto para essa análise possui uma potência de 10 MW e uma capacidade de armazenamento de 40 MWh. A Tabela 2 mostra os custos envolvidos nos cálculos

Custos do Sistema		
Custo total	\$ 26 711 544,00	
Custo de O&M	\$ 267 115,44	
Custo da Energia HFP (por MWh)	\$ 114,29	
Custo da Energia HP (por MWh)	\$ 400,00	
Custo da Energia FV (por MWh)	\$ 71,43	

Tabela 2. Custos considerados - em US\$

Para os dois primeiros cenários o custo supera a receita do sistema, inviabilizando o projeto pois não há remuneração do investimento. Quando a eficiência considerada é 60% e o CES utiliza energia da rede durante o armazenamento, a receita supera os custos. Para o cenário 3 o investimento se torna inviável, pois a taxa interna de retorno conseguida de 9,33% é inferior à taxa mínima de atratividade proposta, de 10%. Além disso, o valor presente líquido é negativo. Com a queda da TMA, o investimento pode ser viabilizado. Para o cenário 4, A TIR atingiu um valor de 13,79% e o VPL \$ 8 096 992,14. O projeto é viável nesse caso.

A Fig. 9 mostra um estudo de sensibilidade para o comportamento da TIR em relação à eficiência do sistema e a capacidade do reservatório.



Figura 9. Comportamento da TIR

Percebe-se uma correspondência linear entre o aumento da capacidade do reservatório e uma melhora nos indicadores econômicos. Isso é ocasionado pela diferença entre o custo da energia armazenada e o preço de venda da energia recuperada, que é fixa. Com o aumento da capacidade do tanque cresce a receita líquida do projeto. eficiências abaixo de 30% tem grande impacto na performance dos indicadores, causando um aumento brusco no VPL e TIR.

Eficiências acima de 30% possuem uma influência menor nos mesmos indicadores. Para as condições descritas, percebe-se que o sistema se torna viável com uma eficiência mínima de aproximadamente 40%.

CONCLUSÃO

Esse trabalho realizou uma análise técnica e econômica de um sistema de armazenamento de energia por fluido criogênico com cogeração. O sistema proposto é capaz de operar como uma planta de liquefação utilizando o circuito de Claude para carregar seu reservatório. Além disso, buscou-se melhorar a eficiência através do aproveitamento do calor



gerado pela compressão do fluido para o reaquecimento do líquido saturado a ser expandido na recuperação de energia. Para o estudo, foi utilizado o *software* Matlab com auxílio do banco de dados Coolprop para os cálculos e obtenção dos gráficos.

A eficiência global obtida foi de 9%. Essa eficiência máxima foi obtida quando altas vazões no circuito de expansão em relação ao circuito de liquefação foram utilizadas durante a etapa de geração e o contrário foi utilizado durante a etapa de carregamento. Uma eficiência maior poderia ser conseguida, possivelmente, através da utilização da turbina 1 (*bypass*) também durante a recuperação da energia como um segundo gerador, visando mitigar o consumo do compressor. A utilização do fluido a temperaturas baixas para resfriamento de processos externos também pode ser mais explorado para o aumento dessa eficiência. Um coeficiente de geração de até 1,6 foi conseguido durante o descarregamento do reservatório.

Apesar de não possuir restrições geográficas para sua instalação, foi mostrado que o sistema pode sofrer grandes perdas na produção de líquido caso haja aumento da temperatura do fluido na entrada da válvula de expansão. Isso torna obrigatória a utilização de bons isolantes térmicos para impedir a troca de calor com o meio externo. Foi mostrado também que pequenas perdas de pressão não causam interferência significativa durante a etapa de armazenamento.

A análise econômica mostrou que o sistema, nas condições projetadas de potência, capacidade de armazenamento, custos e receitas é viável apenas para uma eficiência global acima de 40%. Foi possível constatar também, que o tamanho do reservatório pode ser decisivo na viabilidade econômica, sendo preferencial um CES com grandes capacidades de armazenamento. Vale ressaltar que o projeto analisado pode ser considerado de pequeno porte, o que aumenta o custo específico. Esse custo tende a ser reduzido à medida que o porte do sistema cresce.

REFERÊNCIAS

- Abdo, R. F. *et al.*,2015. Performance evaluation of various cryogenic energy storage systems. Energy, Elsevier. v. 90, p. 1024–1032.
- Amrouche, S. O. *et al.*,2016. Overview of energy storage in renewable energy systems. International Journal of Hydrogen Energy, Elsevier. v. 41, n. 45, p. 20914–20927.
- Çengel, Y. A.; Boles, M. A. Thermodynamics: An Engineering Approach. [S.l.: s.n.].
- Chen, H. et al., 2009. Energy storage and generation. [S.l.]: Google Patents. US Patent App. 12/280, 739.
- Guizzi, G. L. *et al.*,2015. Thermodynamic analysis of a liquid air energy storage system. Energy, Elsevier. v. 93, p. 1639–1647.
- Kim, J.; Noh, Y.; Chang, D.,2018. Storage system for distributed-energy generation using liquid air combined with liquefied natural gas. Applied Energy, Elsevier. v. 212, p.1417–1432.
- Kost, C. *et al.*,2013. Levelized cost of electricity renewable energy technologies. Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE.
- Kotas, T. J., 2013. The exergy method of thermal plant analysis. [S.l.]: Elsevier.
- Kuhnen, O. L.; Bauer, U. R., 2001. Matemática financeira aplicada e análise de investimentos. [S.I.]: Atlas.
- Lemmon, E. W.; Jacobsen, R.,2004. Viscosity and thermal conductivity equations for nitrogen, oxygen, argon, and air. International journal of thermophysics, Springer. v. 25, n. 1, p. 21–69.
- Lemmon, E. W. *et al.*,2000. Thermodynamic properties of air and mixtures of nitrogen, argon, and oxygen from 60 to 2000 k at pressures to 2000 mpa. Journal of physical and chemical reference data, NIST. v. 29, n. 3, p. 331–385.
- Li, Y. *et al.*,2014. Load shifting of nuclear power plants using cryogenic energy storage technology. Applied Energy, Elsevier. v. 113, p. 1710–1716.
- Li, Y.; Chen, H.; Ding, Y.,2010. Fundamentals and applications of cryogen as a thermal energy carrier: A critical assessment. International Journal of Thermal Sciences, Elsevier. v. 49, n. 6, p. 941–949.
- Maia, T. A. *et al.*,2016. Experimental performance of a low cost micro-caes generation system. Applied Energy, Elsevier. v. 182, p. 358–364.
- Marquezan, L. H. F.; Brondani, G.,2006. Análise de investimentos. Revista Eletrônica de Contabilidade. v. 3, n. 1, p. 35.
- Morgan, R. *et al.*,2015. Liquid air energy storage-analysis and first results from a pilot scale demonstration plant. Applied energy, Elsevier. v. 137, p. 845–853.
- Motta, R. R. da; Calôba, G. M., 2002. Análise de investimentos: tomada de decisão em projetos industriais. [S.1.]: Atlas.

Pereira, W. A.; Almeida, L. d. S., 2008. Método manual para cálculo da taxa interna de retorno. Revista Objetiva. n. 04.

She, X. *et al.*,2017. Enhancement of round trip efficiency of liquid air energy storage through effective utilization of heat of compression. Applied Energy, Elsevier. v. 206, p. 1632–1642.

Stranhan, D., 2013. Liquid Air Technologies: A Guide to the Potential. [S.I.]: Centre for Low Carbon Futures.

Wang, M. et al., 2015. Performance analysis of energy storage system based on liquid carbon dioxide with different configurations. Energy, Elsevier. v. 93, p. 1931–1942.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.



ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial

(X) Energia

- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM DIFUSOR CÔNICO APLICADO A UM MICROGERADOR EÓLICO

Atamy Reis Tanoue

Universidade Federal do Pará – Campus Ananindeua Rodovia Br-316 Km7 – Ananindeua – Para – 67.146-394. atamytanoue@gmail.com

RESUMO: O presente trabalho tem como objetivo avaliar o aumento da geração de energia elétrica de uma turbina eólica com a instalação de um difusor cônico, além de um levantamento experimental acerca do comportamento do escoamento de ar em um difusor cônico. O difusor cônico instalado em volta da turbina causa um aumento na velocidade do vento que incide sobre o seu rotor, acarretando em um aumento de eficiência na geração de energia elétrica. Uma vez conhecido o comportamento do vento no interior do difusor, pode-se determinar a região ideal para a instalação da turbina, de modo a aproveitar a maior energia cinética disponível. Este aumento global na velocidade do vento que chega ao rotor da turbina ocasiona um aumento na extração de energia, tornando possível alcançar o limite de Betz, o qual mostra que é possível extrair no máximo 59,3% da energia disponível no vento em turbinas tradicionais (sem difusor). Desta forma, além de avaliar a influência da geometria do difusor na geração de energia elétrica, o presente trabalho busca levantar informações que complementem os modelos presentes na literatura, que em sua maioria avaliam distribuição de velocidades no interior do difusor em função de sua geometria.

Palavras-Chave: Difusor Cônico, Energia Eólica, Conversão de Energia

ABSTRACT: The present work has as objective to evaluate the increase of the electric power generation of a wind turbine with the installation of a conical diffuser, besides an experimental survey about the behavior of the airflow in a conical diffuser. The conical diffuser installed around the turbine causes an increase in the speed of the wind that is incident on its rotor, causing an increase of efficiency in the generation of electric energy. Once the wind behavior inside the diffuser is known, it is possible to determine the ideal region for the installation of the turbine, in order to take advantage of the greater available kinetic energy. This global increase in wind speed reaching the turbine rotor causes an increase in energy extraction, extrapolating the Betz limit, which shows that it is possible to extract a maximum of 59.3% of the energy available in the wind in traditional turbines (without diffuser). In this way, in addition to evaluating the influence of the diffuser geometry on the generation of electric energy, the present work seeks to gather information that complements the models present in the literature, which mostly evaluate the velocity distribution within the diffuser as a function of its geometry.

Keywords: Conical Diffuser, Wind Energy, Energy Conversion

INTRODUÇÃO

O aumento do consumo de energia e a crescente pressão econômica e ambiental têm justificado um planejamento mais rigoroso quanto ao uso de fontes alternativas de energia, tal como a eólica (FERREIRA, 2008). O aproveitamento da energia eólica ocorre por meio da conversão da energia cinética contida nos ventos em energia mecânica, e finalmente em energia elétrica por meio de um gerador. A quantidade de energia cinética contida em uma massa de ar em movimento depende da velocidade do vento, da área circular varrida pelo rotor da turbina e da massa específica do ar (HANSEN, 2008). A potência disponível na massa de ar em movimento (ou vento) é dada pela Eq. (1).

$$P_d = \frac{1}{2}\rho.A.V_{\infty}^3 \qquad (1)$$

em que ρ é a massa específica do ar, A é a área varrida pela turbina e V_{∞}^3 é a velocidade incidente do vento sobre a turbina. Entretanto, apenas uma parte desta energia pode ser aproveitada para geração de eletricidade. Esta porção depende basicamente do coeficiente de potência da turbina, o qual por sua vez indica o rendimento da turbina.

A energia disponível no vento não pode ser integralmente convertida em energia mecânica, sendo assim, a quantidade máxima de energia que pode ser extraída é de 59,3%, valor conhecido como limite de Betz (HANSEN, 2008). Geralmente, em função da eficiência das pás do rotor e de perdas aerodinâmicas, as turbinas eólicas mais eficientes alcançam valores em torno de 40% (FOREMAN, 1979).



Uma maneira de se melhorar a eficiência de uma turbina eólica é a utilização de difusores. Os difusores são dispositivos instalados em volta da turbina, que objetivam aumentar o fluxo de massa de ar que passa através de seu rotor. O seu uso em turbinas eólicas tem como efeito o aumento da velocidade do vento que atinge o rotor, resultando na extrapolação do limite de Betz (HANSEN, 2008). Como a potência disponível no vento é proporcional ao cubo da velocidade incidente no rotor da turbina (Equação 1), um pequeno aumento dessa velocidade resulta em um significativo aumento na produção de energia elétrica, justificando então a utilização de difusores em volta das turbinas convencionais.

TURBINAS EÓLICAS COM DIFUSORES

A ideia de usar um difusor para aumentar a potência de uma máquina eólica não é recente, já nos anos 20, Albert Betz em seu trabalho concluiu que o uso do difusor não era uma solução viável por conta do custo econômico adicional. Isso desencorajou os pesquisadores da época, até que em meados da década de 50, baseando-se no trabalho de cientistas japoneses, Lilley (1956) publicou em seu trabalho teórico que o coeficiente de expansão da geometria do difusor e o coeficiente de pressão negativa na saída do mesmo, são os fatores que podem melhorar o desempenho de uma turbina convencional até 65%. Ao mesmo tempo, Kogan (1961, 1963) conduziu uma série de experimentos sobre aqueles que analisaram diferentes parâmetros geométricos do difusor em forma de sino. A pesquisa sobre as turbinas eólicas com difusores ou DAWTs (Diffuser Augmented Wind Turbine) como são conhecidas, foi reativada após a crise do petróleo de 1973, quando se experimentou um difusor adicionando uma aba sob a forma de um anel para controlar a separação do fluxo. (IGRA, 1976, 1977a, 1977b).

Para que a energia eólica seja considerada tecnicamente aproveitável, é desejável que a velocidade mínima dos ventos seja da ordem de 7 m/s, com uma altura acima de 50 m, onde segundo a Organização Mundial de Meteorologia, apenas 13% da superfície terrestre apresenta tais condições (GRUBB, 1993). Desse modo, a avaliação do potencial eólico de uma região requer trabalhos sistemáticos de coleta e análise de dados sobre a velocidade e o regime dos ventos. Assim, para localidades que apresentam ventos em baixas velocidades, a utilização de difusores apresenta-se como uma alternativa bastante útil e eficiente.

Entretanto, o uso de difusores em turbinas eólicas não é tão difundido no meio industrial quando comparado às turbinas tradicionais, devido ao custo para a construção do difusor e da estrutura que irá suporta-lo. Barbosa et al. (2013) propôs uma formulação matemática para prever o comportamento da velocidade no interior de difusores cônicos aplicados às turbinas eólicas. Em seguida propôs uma formulação matemática mais completa, de modo a relacionar a eficiência do difusor cônico com as suas dimensões geométricas. O foco deste trabalho foi avaliar o comportamento da velocidade do vento sobre os difusores, mas não foram utilizadas turbinas para verificar e medir efetivamente este aumento de geração de energia elétrica. Este trabalho propõe avaliar e analisar o comportamento da geração de eletricidade em uma microturbina com difusor cônico. Será realizado também um levantamento experimental para verificar a distribuição de velocidade no interior do difusor, e em seguida, comparar estes resultados com a formulação matemática proposta por Barbosa et al. (2015), de modo a validar sua eficiência.

Os testes experimentais realizados por Gilbert et al. (1978) indicaram um aumento de velocidade, em comparação a uma turbina convencional sem difusor. Os resultados apontaram que esse aumento de energia se dá em função de um aumento de pressão dentro do difusor, e o efeito da turbulência externa do fluxo, produz pressão sob atmosférica na saída do difusor. O uso e as aplicações de difusores puramente cônicos Fig.(1) aplicados a turbinas eólicas são restritos, no entanto é possível observar alguns resultados obtidos no uso de algumas de suas variações. No trabalho de Kosasih e Tondelli (2012) foram investigados os desempenhos do uso do difusor a partir de três características geométricas diferentes: o difusor cônico, a combinação bocal-difusor e a combinação difusor-flange. Os resultados obtidos confirmaram que o uso do difusor em uma microturbina melhora substancialmente seu desempenho em aproximadamente 60% se comparado com a turbina sem o difusor, já o desempenho registrado com o uso da combinação bocal-difusor foi de 63%, neste caso ligeiramente melhor que o difusor puramente cônico. O uso da combinação difusor-flange também apresentou melhorias substanciais no desempenho. (KOSASIH e TONDELLI, 2012). A relação de velocidades da ponta também aumentou em 33% com o uso do difusor e da combinação bocal-difusor quando comparado aos resultados da turbina sem o difusor. Verificou-se que o aumento observado no uso da combinação bocal-difusor exibia apenas um desempenho ligeiramente superior em comparação com o difusor aumentado, isto é, apenas 1,7% em comparação com a turbina com o difusor cônico. No entanto, ao contrário do difusor apenas, o aumento da combinação bocal-difusor manteve muito bem seu desempenho sob o influxo, apenas com pequenas diminuições no coeficiente máximo de desempenho (KOSASIH e TONDELLI., 2012).

Em um contexto semelhante, Barbosa (2013) realizou um trabalho experimental com aporte matemático sobre o uso de difusores em turbinas eólicas como forma de melhorar seu desempenho, no entanto diferente de Kosasih e Tondelli (2012) em seu estudo ele utilizou difusores de geometria puramente cônica, os resultados e comparações resultantes de seus trabalhos foram constituídos apenas pela variação dos ângulos e não contavam com a presença física de uma turbina, somente levou em conta aspectos e teorias que a representariam. Demonstrando assim que o uso de difusores e suas variações aplicadas a uma microturbina eólica, não só melhora seu desempenho, como pode apontar as características ideais de geometria do difusor (L/D ou H/D) que podem ser usadas para em outros projetos, tornando-a útil e adequada a variados locais e suas condições.



METODOLOGIA

O presente trabalho é baseado no trabalho de Barbosa (2013), o qual ensaiou três difusores cônicos externamente ao túnel de vento. Para se alcançar os objetivos do presente trabalho, foi necessário construir o aparato experimental com matérias de baixo custo e/ou reaproveitáveis.

Procedimento experimental

O difusor foi construído a partir de uma chapa de aço galvanizado de 0,4 mm de espessura. Para se obter a geometria desejada, as dimensões espaciais do difusor foram convertidas em dimensões no plano (ver Figura 1), em um molde impresso em papel A4, posteriormente o corte da chapa foi realizado com o auxílio doe uma tesoura de corte para aço (ver Figura 2).



Figura 1. a) Modelo do difusor b) Molde para confecção c) Dimensões do molde



Figura 2. Difusor finalizado

A microturbina é constituída pelo rotor de pás feita de chapa de aço e fixadas por meio de parafusos a uma peça plástica chamada de cubo do rotor. De forma semelhante à construção do diffusor para se obter a geometria desejada, as dimensões das quatro pás que constituem o rotor foram convertidas em um molde impresso em papel A4 em seguida, foi realizado o corte da chapa. O molde e a peca finalizada podem ser observadas na Fig. (3).



Figura 3. Molde do rotor de pás (esquerda) e peça do rotor finalizada (direita)



Para que fosse possível medir os valores de tensão obtidos pela microturbina, optamos por utilizar um motor de dvd do tipo corrente continua de 2 volts para exercer a função de microgerador, o mesmo pode ser observado na Fig. (4).



Figura 4. Microgerador (Motor de DVD 2V)

Para posicionar tanto a microturbina no interior do difusor, quanto o difusor à frente do túnel de vento, foi necessário construir dois suportes: 1) Suporte da turbina; e 2) Suporte do difusor. O suporte da turbina foi feito de tubos de metalon de seção 20 mm x 20 mm, com as dimensões mostradas na Fig. (5a). A fixação das partes foi feita por solda. Em seguida a estrutura foi pintada. Segue a estrutura finalizada Fig. (5b).



Figura 5. a) Molde para confecção do suporte da microturbina b) Suporte da microturbina (estrutura finalizada)

O suporte do difusor foi feito de tubos de Metalon de seção 30 mm x 50 mm de acordo com o , com as dimensões mostradas na Fig.(6a). Os parafusos foram soldados internamente ao tubo de Metalon (20 mm x 20 mm) A fixação das partes foi feita por solda e em seguida pintada. Segue a estrutura finalizada, na Fig. (6b).



Figura 6. a) Molde para confecção do suporte do difusor b) Suporte do difusor (estrutura finalizada)

Para equiparar a metodologia com o trabalho de Barbosa (2013), foi realizado o mapeamento do jato de ar na saída do túnel de vento para avaliar se havia diferença na leitura da tensão elétrica posicionando a microturbina sem o difusor, em posições distantes da boca do túnel de vento. O mesmo procedimento foi adotado com o auxílio do *Pitot* realizando assim o levantamento de velocidades no interior do difusor ao longo posições variadas.



E ao fim, os testes foram utilizados com o aparato completo (microturbina, difusor, equipamento de aquisição e suportes), os procedimentos acima mencionados podem ser observados na Fig. (7)



Figura 7. Posicionamentos do aparato de medição

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados dos ensaios foram obtidos a partir de três condições distintas: 1) medição da tensão elétrica na microturbina sem o difusor; 2) medição da velocidade no interior do difusor sem a microturbina; e 3) medição da tensão elétrica na microturbina com o difusor. Para a primeira condicao os valores de tensão medidos nas três posições distantes 10 cm, 20 cm e 30 cm a partir da boca do túnel de vento, são dados na tabela a seguir:

i	z (cm)	ddp (V)
1	10	0,67
2	20	0,67
3	30	0,66

Tabela 1. Valores de tensão medidos na microturbina de acordo com a posição



Gráfico 1. Valores de tensão medidos na microturbina de acordo com a posição

Estes resultados indicam que há uma leve redução na tensão elétrica à medida que se afasta da boca do túnel. De todo modo, a redução é pequena, não interferindo nos resultados das medições. Assim, nesta região, de x = 0 cm a x = 30 cm, o escoamento de ar é uniforme a não havendo interferência da distância no escoamento sobre o difusor. Este resultado é similar ao mapeamento do jato de ar na boca do difusor no trabalho de Barbosa (2013). Os valores das velocidades no interior no difusor são mostrados na Tab. (2) logo abaixo, assim como as coordenadas adimensionalizadas e a razão de velocidade, a partir da velocidade de referência V = 2,1 m/s.



i	x (cm)	V, i (m/s)	x/L	ε,V
1	0	2,45	0,0	1,17
2	1	2,43	0,1	1,16
3	2	2,48	0,2	1,18
4	3	2,55	0,3	1,21
5	4	2,52	0,4	1,20
6	5	2,52	0,5	1,20
7	6	2,43	0,6	1,16
8	7	2,40	0,7	1,14
9	8	2,29	0,8	1,09
10	9	2,21	0,9	1,05
11	10	2,11	1,0	1,01

Tabela 2. Valores de velocidade medidos no interior do difusor de acordo com a posição

Como esperado, a presença do difusor gerou um aumento de velocidade no seu interior, alcançando ganho máximo de 21%, na posição x/L=0,3 concordando com os resultados experimentais de Barbosa (2013), que utilizou difusores com ângulo de abertura de 5° e 22,5° para este trabalho utiliza-se um difusor com ângulo de abertura de 15°. Entretanto, a razão entre a área de saída e área de entrada para ambos são diferentes, logo, percebe-se que para o difusor de 22,5°, o aumento de velocidade ocorre em uma região mais próxima do plano de saída do difusor. O Gráfico 2 mostra a curva da razão de velocidade, internamente ao difusor:



Gráfico 2. Variação de velocidade no difusor

Os valores de tensão medidos pela microturbina nas posições internas ao difusor são mostrados no quadro 3 abaixo, com a tensão de referência ddp = 0.67 V. O gráfico 3 mostra o aumento de tensão elétrica internamente ao difusor.

i	x (cm)	ddp (V)	x/L	ε,ddp
1	-2,5	0,67	-0,25	1,00
2	0	0,75	0,00	1,12
3	2,5	0,78	0,25	1,16
4	5	0,74	0,50	1,10
5	7,5	0,63	0,75	0,94
6	10	0,58	1,00	0,87
7	12,5	0,56	1,25	0,84

Tabela 3. Tensão medida na microturbina com o difusor de acordo com a posição



Gráfico 3. Tensão medida na microturbina com o difusor de acordo com a posição

Estes resultados mostram que a presença da turbina ocasiona um aumento real da tensão elétrica na microturbina. Este aumento de tensão era esperado, entretanto, pela dificuldade em se encontrar trabalhos científicos que tratam do uso de difusores puramente cônicos, a única referência para se quantificar este aumento de tensão é o aumento de velocidade no difusor sem a presença da turbina. Logo, o aumento de velocidade até então era apenas um indicativo de que o difusor promoveria uma maior extração de energia pela microturbina. Os resultados mostram que o aumento de tensão elétrica ocorre na região próxima ao plano de entrada do difusor (x/L=0) concordando com o aumento de velocidade obtido anteriormente. Para avaliar a posição ideal para instalação da turbina no interior do difusor, se faz necessário realizar mais ensaios utilizando difusores de diferentes geometrias.

De acordo com o comportamento da variação de tensão gerada somente pela microturbina representada no gráfico 1 e o comportamento da variação de tensão gerada pela microturbina com o difusor, ambos em função da posição em frente à saída do túnel de vento representada no gráfico 2. Foi possível perceber que houve sim um aumento de tensão como pode ser observado no gráfico 4.



Gráfico 4. Variação de tensão x Variação de velocidade

Por conta da influência de fatores ambientais os valores de tensão obtidos foram menores do que os esperados para a microturbina com o difusor apesar de não haverem muitos trabalhos experimentais que sirvam de referência para comparações especificas. Porém, há trabalhos que mostram como se dá o comportamento da variação de velocidade em difusores cônicos e é a partir deles que se validaram os resultados obtidos por este trabalho. O Gráfico 4 mostra que o comportamento dos ganhos de tensão elétrica e velocidade são similares, mas ainda distantes de serem coincidentes.

Ambas apresentam proporcionalidade quanto ao aumento de velocidade e tensão na região próxima a entrada do difusor, ao passo que em direção ao plano de saída do difusor, estes valores decaem. É nítido perceber que a presença do difusor melhora a eficiência da microturbina, seja pela aerodinâmica em função da velocidade, seja pela geração de energia elétrica (tensão elétrica). O modelo não se caracteriza como ideal, já que a proposta do trabalho é de relacionar apenas os ganhos de tensão elétrica e velocidade, sem levar em conta a geometria mais eficiente para o difusor. Assim, espera-se que ganhos de tensão elétrica e velocidade possam ser maiores para projetos com maior nível de complexidade.



Figura 8. Razões de velocidades para difusores cônicos (5°, 22° e 40°) (BARBOSA,2013)

Nos resultados obtidos por Barbosa (2013) ilustrados na Fig. (8), constatou-se que difusores que apresentam elevados ângulos de abertura (22,5° e 40°) apresentam uma redução da velocidade do ar que incide sobre a turbina, de modo que estes difusores funcionam como uma barreira para o escoamento, mas ainda assim, ocorreu o aumento de velocidade. Desse modo, os pontos de maior velocidade se localizam mais próximo ao plano de saída do difusor. Logo, como o presente trabalho utilizou um ângulo de abertura de 15° inferior a 22,5°, o efeito da redução da velocidade é menor, já que a região de maior velocidade se localiza mais próximo a região de entrada do difusor. Ainda segundo os resultados obtidos por Barbosa (2013) a distribuição de velocidades depende somente de sua geometria. Como neste trabalho apenas uma geometria foi utilizada, as comparações com os resultados de Barbosa (2013) serão realizadas apenas com a finalidade de validar o comportamento observado nos resultados obtidos do presente trabalho.

CONCLUSÃO

Quanto ao objetivo geral, o mesmo foi atendido, o qual foi definido como avaliar o comportamento da geração de energia elétrica de um microgerador eólico com difusor cônico, e estabelecer uma relação entre o aumento de velocidade, causado pelo difusor, com um esperado aumento de tensão. Percebeu-se o aumento da tensão elétrica na microturbina quando posicionada em diversos pontos no interior do difusor. O aumento de velocidade também foi constatado, o que de certo modo já era esperado, já que os valores das dimensões do difusor utilizado neste trabalho foram baseados nas dimensões dos difusores utilizados em Barbosa (2013), os quais mostram os ganhos de velocidade.

Os resultados do presente trabalho concordam com os resultados obtidos em trabalhos científicos que utilizam difusores em turbinas, Kosasih e Tondelli, (2012) obtiveram um aumento de desempenho em sua microturbina na faixa de 60%, e um aumento de 33% na velocidade com o uso de difusores cônicos modificados (com flanges e concentradores) quando comparados a microturbina sem o difusor. Além disso, seus resultados indicaram que os difusores cônicos modificados apresentaram apenas um valor ligeiramente maior quando comparado aos valores obtidos para o modelo puramente cônico, em torno de 1,7% de aumento. Já no trabalho de Masukume et al. (2016), foi demonstrado que o aumento da velocidade do vento em difusores cônicos aumenta com o ângulo de expansão do difusor até o ângulo ideal de expansão, que então passa a diminuir. Para um difusor cônico construído a partir da relação de geometria L/D = 3 o aumento de velocidade do vento pode alcançar em torno de 4,7% de em relação a L/D = 0,5.

No presente trabalho, obteve-se o aumento de velocidade da ordem de 21%, enquanto que o aumento de velocidade tensão elétrica foi da ordem de 16%. A não coincidência destes aumentos se dá também pelo fato de que a presença da turbina modifica o escoamento do ar no interior do difusor, assim, os pontos de máximo aumento não são coincidentes.

Os demais objetivos também foram alcançados com êxito, já que todo o aparato experimental foi projetado e construído a partir da definição de uma lista de materiais de custo reduzido e por meio de processos simplificados de confecção, construção e montagem. O motor de DVD apresentou um comportamento compatível com as necessidades do trabalho, já que por conta de sua alta sensibilidade ao torque, tornou possível mensurar a tensão elétrica gerada pelo mecanismo.

Os resultados do presente trabalho são de extrema importância para o desenvolvimento de tecnologias eólicas, já que o estudo de difusores puramente cônicos aplicados às turbinas eólicas mostra um ganho real de geração de energia elétrica. Mostrou-se também perfeitamente possível montar um aparato experimental para avaliar a geração de energia utilizando materiais de baixo custo, já que para se alcançar o objetivo principal deste trabalho, foi necessário construir uma série de equipamentos, dispositivos e estruturas que permitissem o estudo proposto.

Espera-se também que estes resultados possam incentivar empresas da área de energia que desejam investir nesta tecnologia, a eólica, já que a mesma está em expansão em todo o mundo.



REFERÊNCIAS

BARBOSA, D. L. M. Estudo do Comportamento Aerodinâmico de Difusores Cônicos Aplicados as Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Pará. Belém, 2013.

BARBOSA, D.L.M., VAZ, J.R. P, FIGUEIREDO, S.W.O., SILVA, M. O., MESQUITA, A. L. A, LINS, E.F. Na Investigation of a Mathematical Model for the Internal Velocity Profile of Conical Diffusers Applied to DAWTs. In Anais da Academia Brasileira de Ciências, Vol. 87, ISS 2. Brasil, 2015.

- FERREIRA, H., T. Energia eólica: Barreiras a sua participação no setor elétrico brasileiro. Dissertação (Mestrado em Energia) -Universidade de São Paulo. São Paulo, 2008.
- GILBERT, B. L.; OMAN, R. A.; FOREMAN, K. M. 1978. Fluid dynamics of diffuser-augmented wind turbines. Journal of Energy, vol. 2, no 6, p. 368-374.
- GRUBB, M. J; MEYER, N. I. Wind energy: resources, systems and regional strategies. In: JO-HANSSON, T.B. et.al. Renewable energy: sources for fuels and electricity. Washington, D.C.: Island Press, 1993.
- HANSEN, MOL. Aerodynamics of Wind turbines. Second Edition, 2008.
- IGRA, O. "Design and performance of a turbine suitable for an aerogenerator". Energy Conversion Vol. 15, pp. 134 151, 1976.
- IGRA, O. "Compact Shrouds for wind turbines". Energy Conversion. Vol. 16, pp. 149 157, 1977a.

IGRA, O. "The shrouded aerogenerator". Energy, Vol. 2 pp 429 - 439, 1977b.

- KOGAN, ABRAHAM; NISSIM, E; SEGINER, ARNAN. 1961. Shrouded Aerogenerator Design Study. Technion Research and Development Foundation.
- KOGAN, ABRAHAM; SEGINER, ARNAN. 1963. Shrouded Aerogenerator Design Study: II Axis y metrical Shroud Performance. Technion Israel Institute of Technology, Department of Aeronautical Engineering.
- KOSASIH, Buyung; TONDELLI, Andrea. Experimental study of shrouded micro wind turbine. Procedia Engineering, v.49.p.92–98, 2012. doi: 10.1016/j.proeng. 2012.10.116. Disponível em: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S187770581204773X/. Acessado em: 15 de dezembro de 2017.
- LAMARCA, Bernardo Arruda. Projeto de Aerogerador Tripá para Pequena Comunidade no Litoral do Nordeste. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) Universidade Federal do Rio de Janeiro (Escola Politécnica). Rio de Janeiro, 2018.
- LILLEY, G. M.; RAINBIRD, W. J. 1956. A preliminary report on the design and performance of ducted windmills. College of Aeronautics Cranfield.
- MASUKUME, Peace Maker; MAKAKA, Golden; TINARWO, David. Optimum Geometrical Shape Parameters for Conical Diffusers in Ducted Wind Turbines. International Journal of Energy and Power Engineering. Vol. 5, No. 6, 2016, pp. 177 – 181. Doi: 10.11648/j.ijepe.20160506.11. Published: November 9, 2016. Disponivel em: < http://www.sciencepublishinggroup.com/j/ijepe>. Acessado em: 20 de fevereiro de 2018.
- SHAPOVAL, Artem. Optimización de un difusor mediante simulación computacional. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) Universitat Politècnica de Catalunya. Catalunya, 2017.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O autor é o único responsável pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- ()Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (X) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

INVESTIGAÇÃO DO IMPACTO DE MISTURAS POBRES NO DESEMPENHO DE UM MOTOR SCRE GDI

Lucimar Venâncio Amaral Fabrício José Pacheco Pujatti Alysson Fernandes Teixeira Natália Regina de Souza Araújo Victor Filipe Almeida Melo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica / Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Antônio Carlos, 6627, Pampulha, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. lucimarvenancioamaral@gmail.com Ana Carolina Bueno Bontorin Guilherme Machado Petrobrás S.A. Cidade Universitária, Ilha do Fundão, Rio de Janeiro.

RESUMO: A demanda por veículos mais eficientes está crescendo em todo o mundo. Uma tecnologia promissora é a injeção direta de gasolina (GDI). Uma investigação experimental foi feita para avaliar o desempenho de um motor monocilíndrico de pesquisa (SCRE) trabalhando sob diferentes parâmetros operacionais com gasolina premium comercialmente disponível. Uma unidade eletrônica de controle programável foi usada associada ao motor para otimizar a calibração para diferentes relações ar/combustível. O motor foi calibrado para o torque máximo limitado por detonação. A duração da combustão, a fração de massa queimada, o consumo específico de combustível e outros parâmetros de desempenho foram calculados com base nos dados da curva de pressão no cilindro. A variabilidade da combustão foi analisada a partir de 200 ciclos registrados do motor para cada condição de operação. Os resultados mostram que o uso de misturas pobres podem levar os motores a melhorar sua eficiência.

Palavras-Chave: Misturas pobres, gasolina premium, injeção direta

ABSTRACT: The demand for more efficient vehicles is growing worldwide. A promising technology is the gasoline direct injection (GDI) engines. An experimental investigation was done evaluate the performance of a Single Cylinder Research Engine (SCRE) working under different operating parameters with commercially available premium gasoline. A programmable engine control unit was used to optimize the calibration for different air fuel ratios. The engine was calibrated for maximum break torque limited by knocking. Combustion duration, mass fraction burned, specific fuel consumption and other performance parameters were calculated based on in-cylinder pressure curve data. The combustion variability was analyzed from 200 recorded engine cycles for each operating condition. Results show that the use of lean mixtures can lead engines to improved efficiency.

Keywords: Lean mixtures, premium gasoline, direct injection

INTRODUÇÃO

As duas principais tecnologias de injeção de combustível nos motores a gasolina são a injeção direta (GDI) e injeção indireta (PFI). A tecnologia GDI em motores de ignição por centelha é uma nova tecnologia quando comparada aos sistemas PFI. Neste sistema, a gasolina é injetada diretamente na câmara de combustão, enquanto nos motores PFI, o combustível é introduzido no coletor de admissão próximo às válvulas de admissão. (Zhao, 2010).

Quando esses sistemas são comparados, a utilização da injeção direta permite a obtenção de vantagens significativas quando se trata de aumentar a potência e a redução do consumo específico de combustível (SFC).

Entre essas vantagens, a principal está relacionada à preparação da mistura. Esses sistemas permitem que o motor funcione com misturas altamente estratificadas. Há redução do fluxo de ar na admissão a baixas cargas do coletor de admissão, maior taxa de compressão volumétrica, menores temperaturas durante o ciclo e nenhuma ocorrência de atraso na admissão da mistura que é injetada, fato que ocorre quando a injeção indireta é utilizada (Baeta, 2006).

A tecnologia GDI foi implementada pela primeira vez no Brasil há oito anos (Baeta, 2012) e agora são necessárias mais investigações sobre seu desempenho com diferentes tipos de gasolina comercial *premium* disponíveis no País. Portanto, neste trabalho, um motor monocilíndrico de pesquisa (SCRE) foi escolhido para estudar o comportamento de diferentes fatores de mistura de ar/combustível (lambda) de 0,85 a 1,55. A Figura 1 mostra a correlação



entre o SFC e lambda para a gasolina comum, em que um lambda pobre (lambda maior que 1) produz uma diminuição no consumo específico de combustível até um ponto específico. Neste artigo, o mesmo tipo de diagrama será gerado para gasolina *premium* usando o mecanismo GDI.



Figura 1. Efeitos do fator lambda na potência (P) e no consumo específico de combustível (b_e). (Heywood, 1988)

O SCRE, mostrado na Figura 2, permite avaliar diferentes parâmetros durante o processo de combustão, realizado por apenas um cilindro, a fim de evitar a interferência de outros cilindros no processo. Neste trabalho, a análise foi direcionada ao SFC, a eficiência de conversão de combustível (ηcc), na posição do virabrequim correspondente a 50% da fração queimada da massa ar/combustível (MBF50) e ângulo de injeção (graus BTDC).

O SFC é calculado com base no fluxo mássico de combustível, conforme Eq. (1) (Ferguson, 1986).



Figura 2. Motor Monocilíndrico de Pesquisa (SCRE) no Centro de Tecnologia da Mobilidade da Universidade Federal de Minas Gerais



 $SFC = m_f/P_{ef}$

Em que (m_f) representa a vazão mássica e (P_{ef}) indica a potência efetiva.

(1)

(2)

A eficiência de conversão de combustível (ηcc) considera o trabalho real realizado em função da energia fornecida pelo combustível (Ferguson, 1986), conforme Eq. (2).

 $\eta cc = 1 / SFCxLHV$

O ηcc é baseado no SFC e no poder calorífico inferior (LHV).

MBF50 corresponde ao ângulo do virabrequim com 50% da fração queimada da massa ar/combustível, e o tempo de ignição tem a função de fornecer o tempo necessário para a combustão começar e se desenvolver para maximizar a produção do trabalho pelo pistão durante o curso de expansão. (Baeta, 2006).

Esses parâmetros foram utilizados para avaliar a influência do fator lambda nas condições de mistura rica e mistura pobre na eficiência do motor GDI, alimentado pela gasolina comercial premium brasileira.

METODOLOGIA

Um SCRE, naturalmente aspirado, foi usado nesta análise experimental. O cabeçote tem duas válvulas de admissão e duas válvulas de escape. A Tabela 1 apresenta as especificações do motor.

A bancada de testes do motor é equipada com um dinamômetro de motor assíncrono (AC Dyno) modelo AVL DynoDur 160, com potência máxima, torque e velocidade de 160 kW, 400 Nm e 10000 rpm, respectivamente.

Uma unidade de controle eletrônico (ETU), modelo AVL 427, foi usada para gerenciar os parâmetros de injeção direta de combustível e controlar o tempo de ignição por centelha. Com oito canais independentes, cada um pode gerar um sinal TTL com tempo de início e ajuste da duração do pulso. Um termopar tipo K e um termistor medem a temperatura do gás de exaustão e do ar de admissão. A pressão barométrica, a temperatura e a umidade da célula de teste são medidas pelo sensor Vaisala, modelo HMT330.

Um sistema OPEN PUMA foi utilizado para controlar as instalações das células de teste, com aquisição de dados e monitoramento automático dos testes. A pressão no interior da câmara de combustão foi medida com um transdutor piezoelétrico de pressão AVL GU22CK para cada posição do virabrequim. A sensibilidade do transdutor foi calibrada para 34,90 pC / bar. O ganho do amplificador foi ajustado via software AVL, dependendo da pressão máxima. O sistema de aquisição de dados e pós-processamento da Análise de Combustão AVL IndiModul 622 foi utilizado para o tratamento e pressão do cilindro a 0,1° da posição angular. O AVL IndiCom foi utilizado para monitoramento de dados em tempo real e Concerto AVL para posterior análise (pós-processamento).

O refrigerante de água e a temperatura do óleo foram ajustados para 90 ± 1 ° C pelo sistema de condicionamento de ar AVL, modelo AVL 577. Água e óleo foram acionados pelo condicionador por bombas externas, de modo que o motor não fornece energia para sistemas de refrigeração e lubrificação. As temperaturas do lubrificante e da água nos sistemas de entrada e saída foram medidas por termoresistência (PT100). A medição de lambda foi realizada no coletor de escape por um modelo ETAS LA 4, utilizando um sensor de oxigênio da Bosch, modelo LSU 4.2. As principais especificações do motor são apresentadas na Tab. 1.

Diâmetro do cilindro	82 mm		
Curso do pistão	86 mm		
Comprimento da biela	144 mm		
Volume fixo	$41,2 \text{ cm}^3$		
Volume móvel	454 cm^3		
Taxa de compressão	12:1		
Válvulas por cilindro	4		
Diâmetro da válvula de	34 mm		
Diâmetro da válcula de	28 mm		
Sistema de Injeção	Injeção direta		
Pressão de injeção	80 bar		
Rotação	4000 a 5500 rpm		
Carga	IMEPg 9 bar e WOT		

Tabela 1. Especificações do Motor Monocilíndrico


As propriedades de combustível do combustível premium comercial são representadas pela Tab. 2.

Propriedades da gasolina	Valor	Método analítico
Etanol v/v (%)	26,2	NBR 13992
Densidade 20°C (kg/m ³)	763,4	ASTM D4052
Pressão de vapor (kPa)	53,5	ASTM D5191
MON	91	ASTM D2700
RON	101	ASTM D2699
Poder calorífico inferior	38,54	-

Tabela 2. Propriedades do combustível premium

A Tabela 3 mostra as condições operacionais do motor monocilíndrico de pesquisa definido como referência para os testes experimentais. Foi ajustado para obter o fator lambda em excesso de 0,85 (mistura rica) até 1,50 (mistura pobre) no em condição de válvula aberta (WOT) e 4000 rpm.

O tempo de ignição foi ajustado para a condição de torque máximo antes da ocorrência de detonação (MBT), e o tempo de ignição foi ajustado para a melhor eficiência de conversão de combustível na condição estequiométrica. Nessa condição, o fator lambda variou entre 0,85 e 1,50 em intervalos de 0,5 para cada etapa.

Taxa de compressão	12:1	
Sistema de injeção	Injeção direta de gasolina	
Pressão de injeção	80 bar	
Rotação do motor	4000 rpm	
Carga do motor	WOT	
Lambda	0.85 a 1.50 variando de 0.5	
Formação de mistura	Homogênea	
Temperatura dos fluidos	90°C	
Temperatura do combustível	20°C	
IVO EVC	0° 0°	
Taxa ar/combustível	12.91:1	

Tabela 3. Condições operacionais do SCRE

A calibração do SCRE foi feita de acordo com as etapas listadas abaixo:

- 1. Defina a rotação da rotação do motor;
- 2. Defina a posição do acelerador (WOT);
- 3. Ajuste a pressão de combustível da linha (80 bar);
- 4. Defina a quantidade de combustível para Lambda = 1,0;
- 5. Defina uma ignição inicial de ignição (10° BTDC);
- 6. Ajuste o tempo de injeção (60° BTDC);
- 7. Verifique se os sinais de injeção e ignição na ETU foram lidos e aplicados corretamente;
- 8. Estabilize 60 segundos em condições e prepare a aquisição;
- 9. Iniciar a aquisição da PUMA;
- 10. Iniciar aquisição do INDICOM (200 ciclos);
- 11. Fim deste ponto.

Os resultados foram validados com o software STATISTICA pelo teste de diferença mínima significativa - LSD.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos com o SCRE operando com gasolina premium brasileira são apresentados e discutidos para avaliar o desempenho geral da eficiência do motor durante os testes com variação de lambda, válvula aberta e 4000 rpm. Para todas as condições de lambda foi possível atingir o torque máximo (MBT), mas uma ignição foi ajustada para



fornecer uma compensação de redução na taxa de combustão, quando o fator de excesso de ar aumenta para condições de queima mínima.

A Figura 3 apresenta os resultados obtidos para o Consumo Específico de Combustível Indicado (ISFC) em cinza e a Pressão Efetiva Média Indicada Líquida (NIMEP) em preto, em função de lambda.



Figura 3. Comportamento do SFC e comportamento de NIMEP em diferentes fatores lambda

Quando o fator de ar lambda entra em condições de mistura rica (lambda <1,00), o NIMEP alcança os valores máximos (> 11,0 bar), mas o ISFC aumenta consideravelmente e mais de 14% (de 250 g / kWh a 285 g /kW.h). Por outro lado, se o fator lambda entrar nas condições de mistura pobre (lambda> 1,00), o NIMEP diminuirá continuamente até o valor mínimo (8,2 bar em lambda = 1,50). Nesta condição, ISFC atinge um valor mínimo (242 g / kW.h em lambda = 1,20) e começa a aumentar novamente até 246 g / kW.h (lambda = 1,50).

O menor ISFC foi observado em torno do fator lambda de 1,20 para 1,25. Outros parâmetros importantes são estabilidade e qualidade de combustão medida pela covariância do IMEP (COV IMEP) em função de lambda, conforme Fig. (4).



Figura 4. Comparação entre estabilidade de combustão e SFC em função do fator lambda

A Figura 4 apresenta uma baixa covariância de IMEP (COV IMEP <2%) de lambda = 0,85 a 1,45. Para lambda igual a 1,45 e 1,50, esse parâmetro se tornou maior que 2%. Isso significa que a combustão se tornou instável e estão presentes condições de falha. Segundo a revisão de literatura, nesta condição (COV IMEP> 2%) representará um problema de dirigibilidade.

A energia presente no combustível, descrita pelo LHV, permite calcular η cc usando a Eq. (2). O comportamento η cc em diferentes lambdas foi mostrado na Fig. (5). Quando lambda vai de condições de mistura rica (lambda = 0,85) para condições de mistura pobre (lambda = 1,50) η cc vem de 33% e atinge um valor máximo (38,2% em lambda = 1,20).



Figura 5. ncc e comportamento de NIMEP para diferentes lambdas

Outro parâmetro importante nesta análise é a temporização da ignição. O comportamento da Fig. (6) mostra o aumento do tempo de ignição em função do aumento de lambda. Devido à desaceleração da combustão, observa-se um aumento no tempo de ignição para manter o MBF50 em aproximadamente 8°, para melhor aproveitamento da energia do combustível. Em lambda 1, há um aumento no atraso de ignição devido ao empobrecimento da mistura.

Para misturas pobres, o atraso de ignição é maior, fazendo com que o tempo de injeção da ignição seja maior, para manter a combustão centrada na região do MBT.



Figura 6. Comportamentos das primeiras fases de combustão em função do fator lambda

CONCLUSÃO

Nesta seção, apresentam-se as condições de operação do SCRE e os resultados globais obtidos com o uso de gasolina premium sob condições de carga plena e variação lambda. Os parâmetros de eficiência e de propagação da combustão entre as condições de mistura ricas e a mistura pobre foram analisados em particular.

O empobrecimento da mistura ar / combustível tem um impacto direto na redução de torque indicada, com uma correlação direta observada. No entanto, houve um aumento na eficiência de conversão de combustível e redução do consumo específico ao operar com mistura pobre, especialmente perto da região lambda 1.20, indicando que esta é a melhor relação ar/combustível para operação do motor. Esta depleção afeta ainda mais a taxa de combustão, com uma redução gradual na velocidade de propagação da chama turbulenta à medida que a mistura se torna pobre.

O empobrecimento da mistura provou ser uma medida eficaz para reduzir o consumo de combustível. No entanto, a magnitude da pauperização não é adequada, pois tem sido visto que o excesso de empobrecimento leva a perdas de desempenho e aumento da variabilidade cíclica.

Quanto ao enriquecimento, a mistura não se mostrou eficaz para elevar a potência indicada produzida pelo motor, e levou a uma redução na eficiência de conversão de combustível combinada a um aumento no consumo específico, fato que corrobora melhor desempenho da mistura empobrecida, especialmente quando lambda é de 1,20.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos especiais a Petrobrás, pelo aporte financeiro e suporte ao compartilhar informações sobre seus combustíveis, e também enviar amostras para estudo.

Agradecimentos ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais pelas instalações, laboratórios e suporte de seus professores e funcionários.



REFERÊNCIAS

- Baêta, J. G. C. Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global. Tese de doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2006.
- Baêta, J. G. C. Overview of Different Mixture Preparation Layouts of Gasoline Direct Injection (GDI) Systems for Automotive Applications. 10th SAE Powertrain Symposium. Itapupeva, SP, Brasil: 22 p. 2012.
- Borgatti, T. D. Caracterização numérica unidimensional do fenômeno da detonação com validação experimental para diferentes teores de etanol na gasolina em um motor monocilíndrico de pesquisa. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.
- Ferguson, C. R. Internal Combustion Engines. 2nd edition. John Wiley & Sons, inc., New York, USA, 368p., 1986.
- Garret, Thomas Kenneth. Automotive fuels and fuel systems: fuels, tanks, delivery, metering, mixing and combustion, and environmental considerations. 1 ed. Warrendale, PA: SAE International, INC., 1991. v.1 gasoline. 361 p.
- Heywood, J. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Education, 1988. ISBN 007028637X.
- Pulkrabek, W. W. Engineering fundamentals of the internal combustion engine. 1. ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice-Hall, Inc., 1997. 411 p.
- Zhao, H. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Boca Raton, FL, USA: Woodhead Publishing Limited e CRC Press LLC, 2010. 325.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (x) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

MODELAGEM MATEMÁTICA APLICADA À AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE PAINÉIS FOTOVOLTAICOS DE SILÍCIO

Rafael Augusto Magalhães Ferreira

Universidade Federal de Minas Gerais (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG ramferreira89@gmail.com

Daniel Leon Ferreira Pottie

Universidade Federal de Minas Gerais (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG dpottie@gmail.com

Matheus Pereira Porto

Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG matheuspporto@gmail.com

RESUMO: Desde que a tecnologia fotovoltaica começou a ganhar espaço no mercado, existe um grande esforço por parte de desenvolvedores do produto e pesquisadores em elaborar modelos determinísticos, de simulação computacional ou estatísticos que representem adequadamente o funcionamento dos painéis. A aceitação é maior para abordagens que reproduzam melhor a realidade de funcionamento em campo, na qual múltiplos fatores interferem na eficiência de conversão das células solares, diferente dos desempenhos ótimos obtidos através de testes em laboratório. A proposta do presente trabalho é apresentar um modelo matemático capaz de caracterizar o comportamento térmico e elétrico de módulos fotovoltaicos de silício cristalino e utilizar esse modelo para identificar a influência que fatores externos tais como temperatura ambiente e irradiância solar têm sobre o desempenho dos módulos. Também é realizada uma simulação com dados climatológicos reais de uma usina solar instalada no prédio da Escola de Engenharia da UFMG, mostrando a variação da posição do ponto de máxima potência (MPP) do módulo e indicando que uma variação de até 19% no limite teórico de eficiência do painel é possível ser observada em um dia típico de céu claro.

Palavras-Chave: Modelagem matemática, painéis fotovoltaicos, desempenho.

ABSTRACT: Photovoltaic technology has a large market share and there is great deal of effort by developers and researchers to develop deterministic, computer simulation or statistical models that represent panels' operation. Higher acceptance is given for approaches that replicate outdoors operation, in which multiple factors interfere in conversion efficiency of solar cells, different from the optimal performances obtained in laboratory tests. The purpose of present work is to present a mathematical model that characterizing the thermal and electrical behavior of crystalline silicon photovoltaic modules and to use this model to identify the influence that external factors suck ambient temperature and solar irradiance have on modules performance. A simulation with real climatological data of a solar plant installed in Federal University of Minas Gerais was also performed, showing that position variation of module's maximum power point (MPP) and indicating that a variation of 19% in theoretical limit efficiency of a panel is possible to be observed on a typical day of clear sky.

Keywords: Mathematical modeling, PV panels, performance.





INTRODUÇÃO

A energia solar é uma fonte limpa, renovável e com grande potencial de utilização para geração de energia elétrica. A variação da disponibilidade de radiação solar ao longo do tempo dá uma característica intermitente a essa fonte de geração, a qual deve ser levada em conta no estudo de viabilidade das plantas solares para que se planejem soluções de consumo imediato dessa energia ou de armazenamento através de algum sistema. Além disso, o desafio maior encontrado para tornar essa tecnologia uma alternativa viável sob o ponto de vista mercadológico é dado pela baixa eficiência de conversão apresentada pelos módulos fotovoltaicos, sendo que as células solares fabricadas de silício cristalino são as mais comuns e desenvolvem eficiências típicas da ordem de 15%.

Devido a diversos fatores onde se incluem as condições de operação dos painéis solares, o aumento de temperatura observado e os mecanismos de desgaste que progressivamente vão se manifestando nos módulos, a eficiência nominal informada pelos fabricantes em geral não corresponde ao desempenho real do equipamento em regime de funcionamento, sendo este ainda menor. Diante de uma eficiência operativa inerentemente baixa, a análise de desempenho das instalações solares torna-se uma tarefa essencial para uma gestão confiável dessa forma de produção de energia elétrica.

O desempenho dos painéis fotovoltaicos tem forte ligação com a temperatura de operação dos mesmos, pois toda a radiação solar absorvida pelo módulo e que não é convertida em energia elétrica necessariamente gera calor, contribuindo no aumento da energia térmica do conjunto ou sendo rejeitado ao ambiente. Portanto, o nível de aquecimento dos painéis e a queda na potência gerada pela planta são características diretamente relacionadas. Uma vez que a temperatura é uma propriedade que resulta do equilíbrio entre as várias formas de energia presentes em um sistema, as interações entre os painéis fotovoltaicos e o ambiente vizinho devem ser avaliadas no contexto da Primeira Lei da Termodinâmica.

O mercado hoje é amplamente dominado pelas tecnologias de silício monocristalino e silício policristalino, de onde se sabe que para esse tipo de células solares mais de 80% da radiação incidente não é convertida no processo. Uma parte da radiação não alcança a célula por causa da reflexão e outra grande parcela é convertida em calor, piorando o desempenho do módulo, já que estima-se uma diminuição de 0,4% a 0,5% na eficiência para cada 1°*C* de aumento de temperatura (Hernandez, 2013). A explicação física para esse efeito é que o processo de aquecimento diminui o band-gap do material, o que significa que a parcela útil do espectro da radiação vai se tornando cada vez menor.

Identifica-se na literatura que os trabalhos voltados para a caracterização dos módulos fotovoltaicos se dividem em duas grandes abordagens (Hasan, 2016): a primeira envolvendo a questão elétrica de representação do circuito equivalente buscando prever as características IxV e PxV do painel, e uma segunda abordagem de avaliação da influência de determinados parâmetros sobre o desempenho dos painéis tais como radiação solar, temperatura e sombreamento, seguidos por verificação experimental. Nesse contexto, o presente trabalho mescla as duas abordagens e tem por objetivo apresentar um modelo térmico/elétrico de painéis solares, evidenciando como as variações nas condições ambientais podem afetar o desempenho operacional dos módulos em termos da eficiência de conversão e de deslocamento do ponto de máxima potência (MPP). Ao final, é feita uma simulação com dados climáticos reais atuantes para um painel operando na Usina Solar TESLA, uma planta solar instalada no prédio da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais.

MODELAGEM TÉRMICO/ELÉTRICA DE PAINÉIS SOLARES

A modelagem matemática é apenas uma das formas possíveis de resolver o problema da caracterização do funcionamento dos módulos fotovoltaicos. Análises estatísticas de conjuntos de dados para treinamento de modelos por redes neurais (Gulin, 2013), uso de softwares para simulação computacional (Yahya, 2013) ou criação de protótipos para testes experimentais (Akwa, 2013) são também opções existentes na literatura, cada uma apresentando seu próprio conjunto de limitações. A opção por modelagem matemática nesse trabalho tem como objetivo principal a rápida verificação dos fatores que influenciam o desempenho das células solares e a possibilidade de extensão dessa análise para sistemas maiores envolvendo arranjos de vários módulos em uma planta.

Um modelo confiável e preciso ajuda na predição da potência líquida de saída da planta quando ocorrerem variações das condições ambientais (Hasan, 2016). Para alcançar esse objetivo, deve-se levar em conta os aspectos elétricos e térmicos mais importantes e como estes se relacionam com as condições impostas de funcionamento, em particular a radiação incidente na superfície do painel.

De forma bem resumida, a célula solar pode ser representada através de um circuito elétrico equivalente. A obtenção dos parâmetros elétricos desse circuito não é tão direta, mas depois de corretamente determinados, essa representação (modelo elétrico) é capaz de descrever o comportamento das curvas padrão IxV e PxV do painel em função da sua temperatura de operação (resultado do modelo térmico) e da radiação solar corrigida para o plano de inclinação do painel como dados de entrada. A Fig. (1) mostra esquematicamente os principais elementos do modelo matemático dos painéis.



Figura 1. Diagrama esquemático do modelo geral para painéis solares. (Adaptado de: Gulin, 2013)

Nas próximas subseções, são apresentados cada um dos modelos que fazem parte desse diagrama: o modelo elétrico da célula solar e o modelo térmico por balanço de energia. Neste trabalho, o modelo de irradiação solar é substituído pela medição das parcelas direta e difusa da radiação solar atuante no momento dos testes, com base nos dados registrados por uma estação meteorológica existente próximo ao local da instalação. Apesar do tratamento superficial da física dos materiais semicondutores, o conjunto de equações gerado pelo modelo já tem relativa complexidade, apresentando característica fortemente não linear. As principais abordagens para solução do modelo são apresentadas mais adiante no texto.

Modelo Elétrico

A obtenção da característica *IxV* de um módulo é um passo fundamental para otimizar o projeto e dimensionamento de uma instalação fotovoltaica. A partir desse tipo de curva é possível identificar o ponto de máxima potência (MPP) do módulo e colocar o sistema para trabalhar o mais próximo possível dessa condição. O MPP de um painel se altera constantemente em função principalmente do movimento aparente do Sol ao longo do dia e de variações do ambiente que possam influenciar a temperatura de operação da célula. Isso ressalta a importância que a modelagem elétrica do painel tem, pois permite avaliar o impacto dessas alterações sobre a curva padrão do módulo e, portanto, sobre o seu desempenho global.

Uma célula solar pode ser idealizada por meio de um circuito elétrico equivalente, onde o processo de conversão da radiação incidente passa a ser representado nesse circuito como uma fonte de corrente contínua. Os efeitos dissipativos e de corrente de fuga são introduzidos por meio de resistências, em série e paralelo respectivamente, no modelo. Com relação ao número de diodos utilizados no circuito elétrico equivalente, o modelo de um diodo é o mais reportado na literatura por sua relativa simplicidade, embora existam representações mais completas para as células solares introduzindo um ou mais diodos extras (Cristaldi, 2012). A Fig. (2) mostra esquematicamente os modelos de um diodo e de dois diodos para representação do circuito elétrico da célula.



Figura 2. Circuito elétrico equivalente da célula solar. (a) Modelo de 1 diodo; (b) Modelo de 2 diodos. (Hasan, 2016)



Pela física do efeito fotovoltaico, a corrente gerada na fonte (I_{ph}) tem proporção direta com a intensidade da radiação solar que chega à célula, pois quanto mais energia chega à junção semicondutora, mais elétrons saltam para a banda de condução e atravessam o circuito externo. O primeiro diodo do circuito elétrico representa o processo de difusão de portadores de carga minoritários através das camadas e o segundo diodo, quando introduzido, corresponde ao processo de recombinação precoce do par elétron-*hole* na região da junção (Adamo, 2011). A resistência em série (R_s) descreve a queda de tensão por meio de perdas ôhmicas na junção, nos condutores e também nas interfaces. A outra, denominada resistência shunt (R_{sh}) , descreve as perdas de corrente por meio de ligações elétricas entre os extremos da célula e também as perturbações na junção (Assunção, 2014). Em uma célula ideal, a resistência em série é nula pela ausência de perdas internas e a resistência shunt infinita, mitigando qualquer perda de corrente.

De uma forma comparativa, o modelo de dois diodos é mais preciso e representa melhor o comportamento real das células solares (Suthar, 2013). No entanto o desempenho mais satisfatório do modelo vem acompanhado de uma significativa complexidade computacional, devido a maior quantidade de variáveis envolvidas e ao fato de que os parâmetros elétricos do circuito, em sua maioria, não são diretamente fornecidos pelo fabricante nem são de fácil estimativa. Por outro lado, o modelo de um diodo é mais simples, mas não descreve muito bem o comportamento da célula em certas condições tais como próximo à tensão de circuito aberto ou quando a célula experimenta uma variação muito grande de temperatura (Ahmad, 2016). No geral, pelo menor esforço computacional e a razoável precisão obtida, o modelo de um diodo é muito mais abordado na literatura comparado às demais propostas de modelagem do circuito elétrico da célula, sendo que essa será a abordagem utilizada neste trabalho.

Pela representação da Fig. (2), percebe-se que a corrente que efetivamente chega aos terminais da célula é só uma parcela da corrente gerada pelo efeito fotovoltaico (I_{ph}) , devendo ser descontadas a corrente que atravessa o diodo e a corrente de fuga, como apresentado na Eq. (1).

$$I = I_{ph} - I_o \left[exp\left(\frac{V + IR_s}{nV_T}\right) - 1 \right] - \frac{V + IR_s}{R_{sh}}$$
(1)

O segundo termo do lado direito da Eq. (1) é uma expressão básica utilizada para caracterização de diodos, conhecida como Equação de Shockley para o diodo ideal. A tensão atuante sobre o diodo corresponde à tensão dos terminais da célula acrescida da quantidade IR_s perdida através da resistência em série do circuito. A expressão também introduz o fator de idealidade do diodo (*n*) e a tensão termodinâmica (V_T), dada por:

$$V_T = \frac{kT}{q} \tag{2}$$

Onde, k é a Constante de Boltzmann [J/K], T a temperatura absoluta [K] e q a carga elementar do elétron [C].

A radiação solar incidente influencia de forma direta na corrente gerada pela célula (I_{ph}) , sendo que sob condições em campo seu valor é diferente do valor obtido a partir dos testes padrão de verificação. Essa correção é feita a partir da Eq. (3).

$$I_{ph} = \frac{G}{G_o} \left[I_{cc_o} + \alpha (T - T_o) \right]$$
(3)

Onde I_{cc_o} é a corrente nominal de curto circuito obtida sob a condição padrão de teste ($T_o = 25^{\circ}C$ e $G_o = 1000 W/m^2$), valor que é normalmente informado pelo fabricante. A radiação incidente real é denotada por *G* nessa expressão e α representa o coeficiente de temperatura para a corrente de curto circuito $[mA/^{\circ}C]$.

A corrente de saturação do diodo (I_o) também recebe influência direta da temperatura de operação da célula. Essa dependência é expressa por (Hayrettin, 2013):

$$I_{o} = \frac{I_{cc_{o}} + \alpha(T - T_{o})}{\exp\left(\frac{V_{ca_{o}} + \beta(T - T_{o})}{nV_{T}}\right) - 1}$$
(4)

Onde V_{ca_o} é a tensão nominal de circuito aberto, parâmetro que é usualmente informado pelo fabricante ou obtido diretamente a partir da curva padrão da célula. Na expressão, β denota o coeficiente de temperatura para a tensão de circuito aberto $[mV/^{\circ}C]$.

Utilizando os parâmetros globais no modelo apresentado, a Eq. (1) passa a representar a curva *IxV* real do módulo, já corrigidas as influências da radiação e temperatura de operação em seu resultado. Apesar da aparente simplicidade, o sistema de equações tem comportamento fortemente não linear (Abid, 2015), requerendo aplicação de alguma



ferramenta numérica de solução. Devido a essa característica, a curva torna-se muito sensível aos parâmetros elétricos do circuito, dentre os quais as resistências R_s e R_{sh} e o fator de idealidade do diodo n não são informações normalmente disponíveis nas especificações do produto e nem são de fácil estimativa.

Modelo Térmico

Além dos aspectos internos à célula relacionados ao efeito fotovoltaico, diversos outros fatores externos a esse processo também alteram a temperatura de operação do painel tais como temperatura ambiente, velocidade do vento, intensidade de radiação solar e também propriedades ópticas do arranjo construtivo do módulo como transmissividade do vidro e absortividade da placa (Shoplaki, 2009). Portanto, a modelagem térmica se faz necessária já que todos os fatores que, em algum nível, alteram o estado térmico do painel, indiretamente impactam em seu desempenho atingido, sendo que pelo menos as influências mais relevantes precisam ser levadas em consideração.

De maneira geral, a literatura recomenda a utilização dos modelos térmicos dinâmicos, baseados em balanço de energia transiente do processo, por estes se apresentarem mais realísticos que os modelos permanentes (Jakhrani, 2011). Isso é ainda mais crítico nas situações onde as flutuações de carregamento solar e das condições ambientais se derem em intervalos de tempo mais curtos. Na Fig. (3) está representado um painel fotovoltaico típico envolvido completamente por um volume de controle a partir do qual será aplicado o balanço de energia, sendo também mostrados todos os mecanismos de transferência de calor presentes bem como a potência elétrica gerada. No interior desse volume, a estrutura em camadas do módulo é, em primeira análise, desconsiderada.



Figura 3. Aplicação do balanço de energia na estrutura do painel (Adaptado de: Hernandez, 2013)

Nesse modelo, será avaliado o comportamento térmico global do módulo e, portanto, as propriedades termofísicas serão assumidas globais, isotrópicas e homogêneas em toda extensão do conjunto. As outras hipóteses assumidas são de que a radiação solar incidente se distribui igualmente na superfície do painel e a superfície externa do vidro está limpa, isenta de camadas de poeira ou água que possam interferir na absorção da radiação.

De acordo com a Fig. (3), da radiação total incidente sobre o painel (\dot{Q}_s) , apenas uma parte de fato é convertida em energia elétrica, representada pela potência de saída (\dot{P}_e) . O restante é dissipado para a vizinhança através dos mecanismos de convecção (\dot{Q}_c) e radiação (\dot{Q}_r) ou contribui para o aumento da energia interna do módulo (U). É usual encontrar na literatura os termos de radiação SW e LW no balanço de energia, que nada mais são do que a radiação solar (de ondas curtas) e o termo correspondente à radiação dissipada pelo módulo para o ambiente (de ondas longas). Em sistemas resfriados com spray de água, um termo adicional de dissipação por evaporação deve ser incluído no balanço (Nizetic, 2016). Para os propósitos desse trabalho, o balanço de energia será dado pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{s} - \left(\dot{Q}_{c} + \dot{Q}_{r} + \dot{P}_{e}\right) = \frac{dU}{dt} \bigg|_{sistema}$$
(5)

O fluxo de calor \dot{Q}_s que aparece na Eq. (5) é proporcional à radiação solar total corrigida para a direção normal ao plano de inclinação do painel, que é o valor medido da estação meteorológica. Desse valor, é necessário compensar os efeitos de atenuação através da camada envidraçada do módulo e de absorção através da placa, chegando-se na relação:

$$\dot{Q}_s = (\tau \alpha) G_{t,i} A_{sup} \tag{6}$$



Para o cálculo da dissipação de calor por convecção, o maior problema está em estimar o coeficiente convectivo médio (\bar{h}) , o qual é bastante sensível à natureza do escoamento, às propriedades do fluido e à geometria da interface sólida em questão. Em se tratando dos painéis fotovoltaicos, deve ser levando em conta que o processo de dissipação por convecção se dá de maneiras distintas em suas superfícies frontal e posterior, levando a valores diferentes para o coeficiente convecção médio. As correlações empíricas de interesse direto para esse trabalho, para a convecção natural e também para a convecção forçada estão amplamente disponíveis na literatura (Bergman, 2014). Uma vez estimado esse parâmetro, a dissipação por convecção é definida pela Lei de Resfriamento de *Newton*, tal como apresentado:

$$\dot{Q}_c = \bar{h}A_{sup}(T_s - T_{amb}) \tag{7}$$

Na avaliação do processo de dissipação por radiação, também deve-se atentar ao fato de que as trocas radiativas do tipo módulo/atmosfera na superfície frontal e módulo/solo na superfície posterior ocorrem de maneiras distintas, uma vez que para cada situação uma vizinhança diferente se apresenta para a superfície emissora do painel. Desconsiderando quaisquer influências por equipamentos ou construções próximas, tem-se que:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_{r,atm} + \dot{Q}_{r,solo}$$

$$\dot{Q}_r = \sigma \varepsilon_{vidro} A_{sup} F_1 (T_s^4 - T_{atm}^4) + \sigma \varepsilon_{base} A_{sup} F_2 (T_s^4 - T_{solo}^4)$$
(9)

Onde ε_{vidro} e ε_{base} representam, respectivamente, as emissividades do vidro e do filme de fluoreto de polivinil que é aplicado à base do painel. Com relação às temperaturas, é normal considerar a temperatura do solo (T_{solo}) igual à temperatura ambiente. O mesmo está sendo assumido para a temperatura atmosférica. Ainda com relação à Eq. (9), os parâmetros F_1 e F_2 representam os fatores de forma para os dois tipos de trocas radiativas consideradas. Seus valores são dependentes do ângulo de inclinação do painel e podem ser calculados como segue (Kant, 2016):

$$F_{1} = \frac{1}{2}(1 + \cos\beta)$$
(10)
$$F_{2} = \frac{1}{2}(1 - \cos(\pi - \beta))$$
(11)

Por definição, a potência de saída módulo fotovoltaico (\dot{P}_e) é a parcela da energia solar total incidente na superfície, compensada pela eficiência de conversão (η_c) que a célula desenvolve (Du, 2016). Logo, expandindo o termo transiente de armazenamento (dU/dt), a equação geral para o balanço de energia no painel fica representada da seguinte forma:

$$mc_p \frac{dT_s}{dt} = (\tau \alpha - \eta_c) G_{t,i} A_{sup} - (\dot{Q}_c + \dot{Q}_r)$$
(12)

Por se tratar de um modelo dinâmico, a Eq. (12) admite flutuações da radiação solar, do vento e da temperatura ambiente ao longo do tempo. Embora não evidenciado diretamente, a temperatura do módulo está implícita nos termos de dissipação, tornando essa expressão para o balanço de energia uma equação diferencial ordinária de primeira ordem, não homogênea e não linear. Na próxima seção é apresentada a técnica empregada nesse trabalho para a solução numérica do problema.

METODOLOGIA DE SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DO MODELO

O modelo de circuito equivalente que representa o funcionamento da célula solar é muito sensível aos parâmetros elétricos presentes nas equações, isto é, o fator de idealidade do diodo (n), bem como os valores das resistências série (R_s) e shunt (R_{sh}) . Realizar uma boa estimativa dessas variáveis é essencial para que o modelo retorne a curva IxV do painel com comportamento condizente com a realidade de operação do equipamento. Na literatura são apresentadas algumas alternativas, sendo que uma boa combinação entre simplicidade de cálculo e precisão da estimativa deve sempre ser buscada.

Já no balanço de energia transiente em sua forma apresentada na Eq. (12) tem-se a temperatura de operação da célula solar implícita nos termos de dissipação, fazendo com que o modelo térmico ganhe em complexidade. A estreita interdependência entre os termos do balanço e a forte não linearidade da relação entre a maioria desses termos com a variável temperatura tornam necessário o uso de ferramentas numéricas para que se obtenha a solução da equação.



Solução do Modelo Elétrico

O fechamento do modelo elétrico de representação do funcionamento da célula solar depende da determinação do fator de idealidade do diodo (n) e de estimativas dos valores das resistências do circuito: resistência série (R_s) e shunt (R_{sh}) . Na literatura o problema de determinação desses parâmetros é resolvido a partir do levantamento de curvas IxV experimentais dos módulos (Jiang, 2013) ou com base nas informações nominais que os fabricantes disponibilizam (Orioli, 2013), sendo que essa segunda abordagem está sendo utilizada nesse trabalho.

Normalmente a informação de fábrica que se tem dos painéis é de seu comportamento no ponto de máxima potência e nas condições de curto circuito e circuito aberto, todos esses dados obtidos de ensaios padrão com temperatura de operação e radiação incidente especificadas. Para estimar os três parâmetros do circuito elétrico equivalente da célula, são necessárias três equações a serem extraídas dessas informações disponíveis: uma considerando os valores de corrente e tensão no MPP do módulo, uma considerando a derivada nula no MPP e uma terceira equação a partir da condição de curto circuito.

$$I_{max} = I_{ph} - I_o \left[exp \left(\frac{V_{max} + I_{max}R_s}{nV_T} \right) - 1 \right] - \frac{V_{max} + I_{max}R_s}{R_{sh}}$$
(13)
$$\frac{\partial I}{\partial V} = -\frac{I_o}{nV_T} exp \left(\frac{V_{max} + I_{max}R_s}{nV_T} \right) - \frac{1}{R_{sh}} = -\frac{I_{max}}{V_{max}}$$
(14)
$$I_{cco} = I_{ph} - I_o \left[exp \left(\frac{I_{cco}R_s}{nV_T} \right) - 1 \right] - \frac{I_{cco}R_s}{R_{sh}}$$
(15)

Juntas, as Eq. (13), Eq.(14) e Eq. (15) formam um sistema determinado de três equações algébricas não lineares, cuja solução serve como estimativa do fator de idealidade do diodo (*n*) e das resistências série (R_s) e shunt (R_{sh}). A vantagem da presente abordagem é que tais parâmetros do circuito elétrico equivalente passam a ser aproximados a partir de características nominais do painel, as quais usualmente estão disponíveis nos catálogos de fabricantes.

Contudo, a literatura ressalta a difícil manipulação algébrica desse sistema de equações devido ao forte acoplamento entre as variáveis, sendo que a solução desse tipo de sistema requer aplicação de métodos numéricos. Para esse problema em particular, será utilizada uma versão estendida para sistemas de equações do Método de Newton Raphson (NR). Um cuidado especial se deve à estimativa inicial dos parâmetros, uma vez que problemas de convergência facilmente se estabelecem em sistemas com essa característica. Trabalhos relacionados ao assunto recomendam realizar iteração sobre a variável n e admitir como solução convergida a condição na qual a resistência shunt (R_{sh}) assumir o máximo valor positivo possível (Rahman, 2013).

Solução do Modelo Térmico

O modelo térmico abordado nesse trabalho é dinâmico, onde as flutuações no tempo do carregamento solar e das condições ambientais são levadas em consideração. Como visto anteriormente, o termo de armazenamento de energia depende da taxa de variação da temperatura de operação da célula. Apenas por simplificação das expressões (sem perda de generalidade do problema) e para uma descrição mais clara do tratamento dado ao termo de armazenamento, não é mostrada de forma explícita a dependência dos termos de dissipação por convecção e radiação com a temperatura. Dessa forma, o balanço de energia fica descrito, como já apresentado na Eq. (12).

Pela definição de derivada, o termo transiente do lado esquerdo pode ser reescrito como:

$$\frac{dT_s}{dt} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{T_s^{n+1} - T_s^n}{\Delta t}$$
(16)

Onde os índices $n \in n + 1$ indicam os valores de temperatura em um instante $t \in t + \Delta t$, respectivamente. Portanto, para um intervalo de tempo muito pequeno, a Eq. (12) pode ser reescrita como:

$$mc_p \frac{T_s^{n+1} - T_s^n}{\Delta t} = (\tau \alpha - \eta_c) G_{t,i} A_{sup} - (\dot{Q}_c + \dot{Q}_r)$$
(17)

Para uma dada solicitação térmica e estabelecida uma condição inicial, por exemplo no início do dia $T_s^0 = T_{amb}$, o regime transiente da resposta térmica do painel fotovoltaico fica bem definido, onde a cada passo de tempo a nova temperatura será:

$$T_{s}^{n+1} = \frac{\Delta t}{mc_{p}} \{ (\tau \alpha - \eta_{c}) G_{t,i} A_{sup} - (\dot{Q}_{c} + \dot{Q}_{r}) \} + T_{s}^{n}$$
(18)



Onde os termos de dissipação por convecção e radiação presentes do lado direito da Eq. (18) são avaliados com base na temperatura de operação da célula no instante de tempo imediatamente anterior (T_s^n) , o qual já é conhecido no atual passo da solução.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O modelo matemático dinâmico foi testado para avaliar o desempenho de um painel solar da usina TESLA segundo um dia típico de céu claro. A escolha por um tipo de carregamento solar nessas condições tem o intuito de reduzir, em primeira análise, qualquer efeito de sombreamento sobre as respostas térmica e elétrica. Conforme a metodologia proposta, a radiação solar total medida na estação meteorológica foi corrigida para a direção normal ao plano de inclinação do painel, no caso $\beta = 25^{\circ}$. Na Fig. (4) estão representadas as curvas de irradiância solar medida (estação meteorológica) e corrigida ao longo do dia 17/03/2017, o qual apresentou pouquíssimo sombreamento dentro do intervalo útil de carregamento solar.



Figura 4. Carregamento solar medido e corrigido do dia 17/03/2017 na usina solar

O modelo elétrico utilizado permite determinar as curvas características IxV e PxV dos módulos, já compensados os efeitos do carregamento solar e da temperatura de operação da célula. Sendo um modelo transiente, é possível então determinar essas curvas para cada instante de tempo e mostrar como o painel de fato se comporta ao longo do dia. A Fig. (5) evidencia as estimativas do modelo matemático para três horários diferentes do dia típico que está sendo considerado na simulação.



Figura 5. Curvas IxV e PxV estimadas pelo modelo matemático

O que se percebe na Fig. (5) é que o aumento gradativo da irradiância solar ao longo das primeiras horas do dia desloca para cima as curvas *IxV* e *PxV* dos módulos. Nesse resultado, os efeitos de variação da temperatura ambiente também estão incluídos dentro do procedimento de cálculo. Em ambos gráficos estão evidenciados os MPP de cada curva, com uma indicação do deslocamento natural desse ponto ao longo do intervalo de tempo considerado, dentro do contexto de um dia de céu claro. Conhecer o MPP permite determinar a máxima eficiência possível que o módulo fotovoltaico é capaz de desenvolver para as condições de serviço atuantes, servindo como um padrão de comparação independente do estado de degradação do equipamento. A partir da potência máxima no MPP e da radiação solar correspondente em cada instante de tempo, foram calculados os pontos para a máxima eficiência de conversão, Fig. (6).



Figura 6. Limite máximo da eficiência de conversão da usina em função do tempo

Como esses pontos consideram o funcionamento ótimo do módulo no MPP, o gráfico da Fig. (6) trata de um limite máximo de eficiência que não pode ser superado pelo equipamento a cada momento do dia. Salienta-se que a obtenção desses valores considera as condições de serviço atuantes (radiação solar e temperatura ambiente), a característica nominal do módulo e suas propriedades térmicas, sendo que nenhum parâmetro de saída é utilizado no cálculo dessa estimativa. A importância disso reside na necessidade de se ter um valor padrão de referência, permitindo a comparação entre o desempenho real e o máximo que o módulo poderia desenvolver nas condições reais daquele instante de tempo.

Conforme apresentado na Fig. (6), no início da manhã e ao final da tarde a eficiência máxima que o painel pode desenvolver é extremamente pequena, como consequência dos baixos níveis de radiação solar os quais limitam as curvas características e, consequentemente, a posição do MPP. Considerando o intervalo de tempo entre 07h da manhã e 17h da tarde, onde os níveis de irradiância solar superam o valor de 100 W/m^2 , os resultados do modelo mostram que a máxima eficiência pode sofrer variação de até 19% para o dia de céu claro considerado. Portanto, é de se esperar que na prática a eficiência real do painel sofra variação ainda maior ao longo do dia, o que reforça a necessidade de monitoramento contínuo da instalação.

CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi apresentada uma estratégia de avaliação de desempenho de painéis fotovoltaicos através de modelagem matemática. Esse tipo de análise visa contribuir no contexto do monitoramento térmico de plantas solares, dada a crescente demanda por maior confiabilidade na manutenção e diagnóstico de falhas nessas instalações. Os objetivos do trabalho incluíram a elaboração de modelo transiente de determinação das características elétricas e térmicas dos painéis, levando em conta as variações das condições de operação impostas pelo ambiente.

Os resultados do modelo matemático apresentaram coerência na determinação das curvas características IxV e PxV dos módulos, corrigidas para as condições ambiente em um dia típico de céu claro. Para o dia considerado, foi possível identificar o impacto que as variações nas condições climáticas (temperatura ambiente e irradiância solar) têm sobre a posição do MPP do módulo e como esse ponto pode sofre uma variação significativa ao longo do intervalo de dados. O modelo também permitiu identificar uma variação de até 19% no limite teórico de eficiência que o painel é capaz de desenvolver no decorrer do dia, o que sugere que seu desempenho real, tende a sofrer oscilação igual ou superior no mesmo período.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio da CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) no desenvolvimento deste trabalho, através da concessão de bolsa de pesquisa.

REFERÊNCIAS

- Abid, H.; Zaidi, I.; Toumi, A.; Chaabane, M.,2015. T–S fuzzy algorithm for photovoltaic panel. International Journal of Fuzzy Systems. v.17, p.215-223.
- Adamo, F.; Attivissimo, F.; Di Nisio, A.; Spadavecchia, M., 2011. Characterization and testing of a tool for photovoltaic panel modeling. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. v.60, p.1613-1622.
- Ahmad, T.; Sobhan, S.; Nayan F., 2016. Comparative analysis between single diode and double diode model of PV cell: concentrate different parameters effect on its efficiency. Journal of Power and Energy Engineering. v.4, p.31-46.



- Akwa, J. V.; Konrad, O.; Kaufmann, G. V; Machado, C. A., 2013. Evaluation of the photovoltaic generation potential and real-time analysis of the photovoltaic panel operation on a building facade in southern Brazil. Energy and Buildings. v.69, p.426-433.
- Assunção, H. D., 2014. Degradação de Módulos Fotovoltaicos de Silício Cristalino Instalados no DEE-UFC. Monografia. Departamento de Engenharia Elétrica. Universidade Federal do Ceará. Fortaleza.
- Bergman, T. L.; Lavine, A. S.; Incropera, F. P.; Dewitt, 2014. D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7^a ed. John Wiley&Sons, Inc.
- Cristaldi, L.; Faifer, M.; Rossi, M.; Ponci, F., 2012. A Simple Photovoltaic Panel Model: Characterization Procedure and Evaluation of the Role of Environmental Measurements. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. v.61, p.2632-2641.
- Du, Y.; Fell, C. J.; Duck, B.; Chen, D.; Liffman, K.; Zhang, Y.; Gu, M.; Zhu, Y., 2016. Evaluation of photovoltaic panel temperature in realistic scenarios. Energy Conversion and Management. v.108, p.60-67, 2016.
- Gulin, M.; Vasak, M.; Peric, N., 2013. Dynamical optimal positioning of a photovoltaic panel in all weather conditions. Applied Energy. v.108, p.429-438.
- Hasan, M. A.; Parida, S. K., 2016. An overview of solar photovoltaic panel modeling based on analytical and experimental viewpoint. Renewable and Sustainable Energy Reviews. v.60, p.75-83.
- Hayrettin, C. A. N., 2013. Model of a photovoltaic panel emulator in MATLAB-Simulink. Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences. v.21, p.301-308.
- Hernández, R. M.; Cascales J. R. G.; García, F. V.; Káiser, A. S.; Zamora, B., 2013. Improving the electrical parameters of a photovoltaic panel by means of an induced or forced air stream. International Journal of Photoenergy. v.2013, ID 830968.
- Jakhrani, A. Q.; OTthman, A. K.; Rigit, A. R. H.; Samo, S. R., 2011. Comparison of solar photovoltaic module temperature models. World Applied Sciences Journal. v.14, p.01-08.
- Jiang, L. L.; Maskell, D. L.; Patra, J. C., 2013. Parameter estimation of solar cells and modules using an improved adaptive differential evolution algorithm. Applied Energy. v.112, p.185-193.
- Kant, K.; Shukla, A.; Sharma, A.; Biwole, P. H., 2016. Heat transfer studies of photovoltaic panel coupled with phase change material. Solar Energy. v.140, p.151-161.
- Nizetic, S.; Coko, D.; Yadav, A.; Grubisic-Cabo, F., 2016. Water spray cooling technique applied on a photovoltaic panel: The performance response. Energy Conversion and Management. v.108, p.287-296.
- Orioli, A.; Di Gangi, A., 2013. A procedure to calculate the five-parameter model of crystalline silicon photovoltaic modules on the basis of the tabular performance data. Applied Energy. v.102, p.1160-1177.
- Rahman, S. A.; Varma, R. K.; Vanderheide, T., 2013. Generalised model of a photovoltaic panel. IET Renewable Power Generation, v.8, p.217-229.
- Skoplaki, E.; Palyvos, J. A., 2009. Operating temperature of photovoltaic modules: A survey of pertinent correlations. Renewable Energy. v.34, p.23-29.
- Suthar, M.; Singh, G.; Saini, R., 2013. Comparison of mathematical models of photo- voltaic (pv) module and effect of various parameters on its performance. International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability (ICEETS). p.1354-1359.
- Yahya, S. M.; Anwer, S. F.; Sanghi, S., 2013. Enhanced heat transfer and fluid flow in a channel behind a photovoltaic panel in a hybrid photovoltaic/thermal system. Industrial & Engineering Chemistry Research, v.52, p.18413-18420.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial

(x) Energia

- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

OTIMIZAÇÃO DE COBERTURAS PARA CONFORTO TÉRMICO

Bruna de Souza Melo, Erika Yamaguti Cherubini, Flávia Angelim Maia Vasconcelos, Osias Santos Neto

Instituição: ASHRAE Student Branch Brasília Endereço completo da instituição: UnB - Faculdade de Tecnologia, Campus Universitário Darcy Ribeiro, Brasília - CEP 70910-900 (Prédio SG 09 - GT 29/21)

E-mail para correspondência: ashraebsb@gmail.com

RESUMO: Visando a redução de energia por meio de modificações arquitetônicas e estudo de materiais, este artigo tem como objetivo apresentar um estudo realizado sobre redução no consumo de energia elétrica associada ao conforto térmico dentro de residências. Nesse estudo foram utilizadas algumas ferramentas como o Revit, Green Building Studio e Transmitância para analisar e concluir os benefícios que o uso de lã de vidro em lajes associada a lanternim em telhados traz à edificações do tipo residência familiar simples.

Palavras-Chave: Cobertura, lã de vidro, lanternim, energia

ABSTRACT: Aiming at reducing energy through architectural modifications and materials studies, this article has the intention to present a study on the reduction of electric energy consumption associated with thermal comfort within homes. In this study we used some tools such as Revit, Green Building Studio and Transmitancia to analyze and conclude the benefits that the use of glass wool on roof slabs associated with lanternim brings to simple family dwelling type buildings.

Keywords: Roof, glass wool, lanternin, energy

INTRODUÇÃO

As adaptações construtivas de uma edificação podem ser soluções de problemas como o desconforto térmico e o alto consumo de recursos energéticos. Com isso, tem por consequência o aumento da qualidade de vida dos usuários.

Nesse contexto, o desempenho de habitações humanas pode ter exigências diferentes tendo em conta as necessidades variadas de cada região com suas respectivas características climáticas e sua capacidade tecnológica de usar recursos energéticos, considerando, assim, a realidade social um ponto importante para a realização de objetivos referentes a desempenho térmico de edificações.

A análise do desempenho térmico de um edificio possibilita conhecer a capacidade de troca térmica entre o ambiente externo e os materiais usados para a construção da edificação, assim podendo conhecer os materiais que mais absorvem calor e os que mais prejudicam o conforto térmico. Segundo Lamberts, Dutra e Pereira (2014), a transmissão de calor pode ser dividida em três fases, a primeira consiste na troca de calor com o meio exterior, que ocorre por convecção e radiação. Na segunda fase, ocorre à condução através do fechamento pela diferença de temperatura da superfície externa e interna, promovendo a troca de calor entre elas. Já a terceira fase é a troca de calor com o meio e as trocas térmicas voltam a ser por convecção e radiação. A troca de materiais inadequados para tecnologias construtivas, como a utilização da lã de vidro em uma laje, pode ser uma das opções para obter uma satisfação em relação ao conforto térmico em edificações.

A ABNT NBR 15.575 (2013) busca atender aos requisitos dos usuários, referindo-se aos sistemas construtivos que compõem as edificações habitacionais, independentemente dos seus materiais constituintes e do próprio sistema construtivo adotado.

A lã de vidro

A lã de vidro é um material composto por milhões de filamentos de vidro entrelaçados e aglutinados por meio de uma resina ignífuga, constituindo uma fibra mineral com espaços livres preenchidos por ar, que garantem uma maior resistência ao transporte de calor e ondas sonoras, sendo assim um excelente material isolante.

Além de suas conhecidas propriedades isolantes que faz da lã de vidro um dos materiais mais tradicionais no meio da construção civil, outras peculiaridades decorrentes da sua composição química e física a tornam um material de alta performance tão procurado. Suas principais características são baixa reatividade ao meio, incombustibilidade, resistência à proliferação de fungos e bactérias, durabilidade, resistência à deterioração provocada pelo tempo, maresia,



umidade e ataque de roedores e insetos. Por fim, possui uma ampla variedade de espessuras e densidades disponíveis no mercado, que a torna versátil aos mais variados projetos.

Encontram-se vantagens também relacionadas ao custo e processo de aplicação da lã de vidro, que é um material leve, de rápida aplicação, de fácil manuseio e corte, o que permite uma perfeita adaptação ao projeto, podendo até mesmo ser removida, quando necessário, para limpeza do local onde foi aplicada. Quanto a relação desse material com o consumo de energia, já foi provado que a sua característica isolante térmica ajuda a reduzir o consumo de energia ao otimizar o uso mais racional de equipamentos de ar-condicionado, possibilitando o uso de equipamentos de menor porte, o que ocasiona menor gasto.

A aplicação da lã de vidro em coberturas de edificações térreas ou de poucos pavimentos é particularmente vantajosa, pois ajuda a minimizar as trocas térmicas com o ambiente externo, proporcionando assim menor ganho de calor devido à incidência direta de radiação solar intensa durante os dias de verão e minimizando as perdas de calor durante a noite no inverno. O que garante, dessa forma, um ambiente termicamente mais agradável ao usuário durante as variações de temperatura provocadas pelas estações do ano.

Lanternim

O lanternim é uma estrutura sobreposta na cumeeira com aberturas que proporcionam uma ventilação natural nas edificações. A funcionalidade do lanternim se baseia nas diferenças de temperatura e densidade do ar, essas diferenças ocasionam o chamado efeito chaminé.

O efeito chaminé, é o resultado da movimentação do ar por consequência das variações de temperatura e pressão. De forma simplificada, o ar quente tende a se expandir assim o tornando mais denso, se movimentando para a parte de cima da cobertura, o ar frio ao contrário, fica mais compacto com uma maior densidade e tende a descer.

Segundo a (EMBRAPA, 2000), O lanternim tem a função de permitir a saída de ar quente, principalmente durante o período de calor. Resultados experimentais têm demonstrado que o fluxo de ar através do lanternim é diretamente proporcional a sua área de abertura, à diferença de altura entre as aberturas de entrada e saída de ar, à área das aberturas de entrada de ar e à diferença entre as temperaturas internas e externas.

Para que o lanternim desempenhe sua função no condicionamento térmico natural, torna-se necessário que a área de abertura horizontal seja igual à área de abertura vertical e que possua um dispositivo para fechamento em condições de frio.

Nas regiões que sofrem constantemente chuvas e vento ou com grandes amplitudes térmicas, os lanternins deverão ser equipados com sistema que permita fácil fechamento das aberturas, pois podem ocorrer a entrada de folhas, papéis, gravetos, poeira e água, além de ocorrer a visita indesejada de pequenos animais.

Assim, esse trabalho tem como objetivo fundamental, realizar um estudo comparativo, entre uma residência simples com laje e telhado usuais (padrão) e a mesma com uma alteração na cobertura, sendo essa composta por lã de vidro associada a laje e lanternin no telhado.

METODOLOGIA

Software Transmitância

Neste artigo, para realizar uma análise do desempenho térmico do projeto de edificação unifamiliar de interesse social será a comparação entre os resultados apresentados pelo projeto analisado e as normativas: NBR 15575 – Desempenho de Edificios Habitacionais de até Cinco Pavimentos e NBR 15220 – Desempenho Térmico de Edificações.

Esta comparação será efetuada a partir de análises de projeto e também, do resultado de cálculos realizados através de simulações computacionais utilizando o programa Transmitância, desenvolvido pelo Laboratório de Eficiência Energética em Edificações da Universidade Federal de Santa Catarina – LABEEE/UFSC.

O programa Transmitância permite o cálculo das seguintes propriedades térmicas: (i) transmitância térmica (W/m2.K), (ii) resistência térmica (m2.K/W), (iii) capacidade térmica (kJ/m2.K), (iv) fator de calor solar e (v) atraso térmico (horas). A figura 1 ilustra o memorial de calculo feito no software transmitância respeitando os coeficientes da NBR 15220, assim foi especificado o componente externo, que no caso estudado foi a telha colonial.

CABCM ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ENGENDARÍA E CIÊNCIAS MECÂNICAS	XXV CREEM BRASILIA 2018 CRIGRESSO NACIONAL DE ESTUDANTES DE ENGENMARIA MECÁNICA	UDF Centro Universitário	UnB Gama O novo endereço da tecnologia
---	--	--------------------------------	---

rquivo	Ajuda					
	Dados do	o Elemento/Com	ponente			
		Fluxo de Calor	descendente		-	
		Resistência	Superficial Interna	0,1	7 (m².K)/W	
		Resistência	Superficial Externa	a 0,0	4 (m².K)/W	
		Superfície Extern	a Telha de barro	I.	-	
		Absortância	para Radiação So	olar 0,7	5	
		Emissividad	e para Radiações	0,8	5	

Figura 1: Memorial de cálculo dos coeficientes e do componente

Após ser realizado o cálculo e a escolha do componente externo, foi realizado as respectivas comparações de cobertura, sendo uma contendo a lã de vidro (seção A) e a outra cobertura sem a lã de vidro (seção B). Ilustrado nas figuras 2 e 3 respectivamente.

ados da Seção	- Resultado	s			
Altura 0,08000 m	Area	0,5	53600 m ²		
Comprimento 6,70000 m	Resistência	. 0	.3586 (m ² .)	<)~~	
spessura 0,22500 m	Capacidade 494			kJ/(m ² .K)	
A- TELHA COLONIAL	ک 0,90000 [1600	0,920	0,025	
A- TELHA COLONIAL	ک 0,90000	1600	0,920	0,025	
A' TELHA COLONIAL	λ 0,90000 [0,04500 [1600 100	0,920	0,025	
A' TELHA COLONIAL A2 LÃ DE VIDRO A3 LAJE	λ 0,90000 [0,04500 [1,75000 [1600 100 2400	0,920 0,700	0,025 0,010 0,190	
A TELHA COLONIAL A2 LÃ DE VIDRO A3 LAJE A4	x 0,90000 0,04500 1,75000 0,00000 0,00000	1600 100 2400 0	0,920 0,700 1,000 0,000	0,025 0,010 0,190 0,000	
A TELHA COLONIAL A2 LÃ DE VIDRO A3 LAJE A4	λ 0,90000 0,04500 1,75000 0,00000 0,00000	P 1600 100 2400 0 0	0,920 0,700 1,000 0,000 0,000	0,025 0,010 0,190 0,000 0,000	
A TELHA COLONIAL A2 LÃ DE VIDRO A3 LAJE A4 AE AE	x 0,90000 0,04500 1,75000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,0000 0,000 0,000 0,0000 0,	P 1600 100 2400 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	C 0,920 0,700 1,000 0,000 0,000	0,025 0,010 0,190 0,000 0,000 0,000	

Figura 2: cobertura com a lã de vidro (seção A)

Transmitância				
Transmitância				
quivo Ajuda				
Dados da Seção	🗆 Resultado	\$		
Altura 0,08000 m	Área	0,9	53600 m ²	
Comprimento 6,70000 m	Besistência	, o	,1363 (m ²)	aw
Espessura 0.21500 m	Capacidad	- [493 k.17fr	² кі
	2	P	c	
				e
B. TELHA COLONIAL	0,90000	1600	0,920	0,025
B. TELHA COLONIAL B2 LAJE	0,90000	1600 2400	0,920	0,025
✓ B1 TELHA COLONIAL ✓ B2 LAJE ✓ B3	0,90000 1,75000 0,00000	1600 2400 0	0,920 1,000 0,000	0,025 0,190 0,000
✓ B1 TELHA COLONIAL ✓ B2	0,90000 1,75000 0,00000 0,00000	1600 2400 0	0,920 1,000 0,000	0,025 0,190 0,000 0,000
✓ B1 TELHA COLONIAL ✓ B2	0,90000 1,75000 0,00000 0,00000 0,00000	1600 2400 0 0	0,920 1,000 0,000 0,000	0,025 0,190 0,000 0,000 0,000
Image: Bar Telha Colonial Image: Telha Colonial <td< td=""><td>0,90000 1,75000 0,00000 0,00000 0,00000 0,00000 </td><td>1600 2400 0 0 0</td><td>0,920 1,000 0,000 0,000 0,000 0,000</td><td>0,025 0,190 0,000 0,000 0,000 0,000</td></td<>	0,90000 1,75000 0,00000 0,00000 0,00000 0,00000	1600 2400 0 0 0	0,920 1,000 0,000 0,000 0,000 0,000	0,025 0,190 0,000 0,000 0,000 0,000

Figura 3: cobertura sem a lã de vidro (seção B)

Revit e Green Building

O Revit é um software de design desenvolvido pela Autodesk, Inc criado dentro do conceito de Modelagens das Informações de Construção (BIM). Com ele é possível criar projetos arquitetônicos, engenharia de sistemas mecânicos elétricos e hidráulicos, engenharia estrutural e construção.

Com projetos arquitetônicos prontos dentro da plataforma BIM é possível gerar uma simulação energética com parâmetros comparativos visando uma análise crítica entre as performances das edificações. Os resultados dessas simulações geram tabelas de informações em outro software da Autodesk chamado Green Building Studio, que é o mecanismo de análise utilizado pelo Revit.

Para o desenvolvimento desse artigo, foi escolhida como a localização da casa analisada, a cidade de Brasília, Brasil. Os parâmetros de clima usados no projeto são automaticamente calculados quando se insere no software Revit a cidade desejada para realizar a simulação energética, conforme a Figura 4.



Figura 4: Localização do clima e terreno



Para dar início a análise duas casas foram construídas no Revit. A casa conta com 100m² de área útil interna, possui dois quartos, sendo uma suíte, banheiro, sala, cozinha e área de serviço. A telha escolhida para a casa foi a colonial marrom. A Figura 5 mostra a casa comum simples desenvolvida com laje e telhado usuais (padrão).



Figura 5: Casa Comum

A Figura 6 mostra a mesma casa, porém, com alterações na cobertura, sendo essa composta por lã de vidro associada a laje e lanternin no telhado.



Figura 6: Casa com Alterações

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Resultados da simulação do software transmitância

Através da simulação realizada pelo transmitância foi obtido um resultado esperado. Analisando a cobertura que foi utilizada a lã de vidro obteve-se um ganho de resistência térmica, mostrando assim os resultados feitos pelo software na tabela 1.



TIPO DE COBERTURA	SEÇÃO A (com lã de vidro)	SEÇÃO B (sem lã de vidro)				
RESISTÊNCIA TÉRMICA	0,3586 (m²*k)/w	0,1363 (m ² *k)/w				
	Fonte: AUTORIA, 2018.					

Tabela 1:: Relatório de resultados do Transmitância.

Resultados da simulação do software Revit e Green Building Studio

Após o desenvolvimento das casas, foi realizada a simulação energética de cada uma delas no Revit. Com isso, foi gerado um documento de Resultados e Comparações no Green Building Studio para se analisar os parâmetros e verificar se houve alguma melhoria em relação ao uso da lã de vidro associada ao lanternin na casa com alterações.

A Figura 7 apresenta um gráfico da porcentagem que a iluminação, AVAC e equipamentos diversos representa no consumo de eletricidade da Casa Comum. Além disso, mostra a quantidade de energia, em kWh, que cada parte irá utilizar.



Figura 7: Consumo de eletricidade - Casa Comum

Já a Figura 8 apresenta o consumo de eletricidade com os os mesmos parâmetros, porém aplicados a casa com alterações.



Figura 8: Consumo de energia - Casa com Alterações



Através da simulação realizada pelos softwares da Autodesk foi obtido um resultado esperado. Analisando a cobertura que foi utilizada a lã de vidro houve a redução de aproximadamente 19.01% na utilização de eletricidade. Outros resultados obtidos pelo software, mostrado na tabela 2, comparam e evidenciam a redução do uso de energia na Casa com adaptação de cobertura.

Tipo de casa	Casa com adaptação na cobertura	Casa com a cobertura comum
EUI de eletricidade	214 KWh/sm/ano	156 KWh/sm/ano
EUI de combustível	69 MJ/sm/ano	51 MJ/sm/ano
EUI total 838 MJ/sm/ano		612 MJ/sm/ano

Tabela 2:	Intensidade d	le utilização	de	energia

Fonte: AUTORIA, 2018.

Além disso, também através da simulação, na Figura 9 foi possível se observar a média estimada mensal do consumo de energia elétrica da casa comum.



Figura 9: Consumo mensal - Casa Comum

Na Figura 10 pode-se constatar a diminuição do consumo de energia elétrica pela casa com as alterações.



Figura 10: Consumo mensal - Casa com Alterações





CONCLUSÃO

O desenvolvimento desse estudo possibilitou a análise de uma residência unifamiliar de 2 dormitórios com dois tipos de coberturas diferentes, sendo uma com telhado simples e laje, e outra com uso de lã de vidro junto a laje e telhado com lanternim. Essa análise visava verificar se a adaptação do tipo de cobertura da casa possibilitaria uma redução no consumo de energia da casa.

Com o Transmitância foi possível observar o ganho de resistência térmica em aproximadamente 163,31% quando foi colocado o material lã de vidro junto com a laje da residência. O resultado obtido foi esperado visto que uma das principais características desse material é sua capacidade de isolamento térmico. Dessa forma, o calor externo que flui para dentro da casa, aumentando a temperatura interna, é reduzido pela lã de vidro.

Na comparação das simulações geradas pelo Revit e Green Building Studio, foi evidenciada a redução do consumo em AVAC em aproximadamente 38,72%. O uso de AVAC tem como objetivo aquecer ou refrigerar um ambiente e sua fonte de energia é a energia elétrica. Com esses dados, pode-se concluir que o lanternim e a lã de vidro trouxeram ao ambiente um maior conforto térmico interno.

Além disso, conforme evidenciado nas Figuras 9 e 10, o consumo mensal de energia elétrica foi diminuída com o uso da lã de vidro e lanternim. Essa redução tem como consequência a diminuição de gastos em contas de luz e economia de dinheiro.

REFERÊNCIAS

- ABNT NBR 15220, disponível em < <u>http://www.caubr.gov.br/wp-content/uploads/2015/09/2_guia_normas_final.pdf</u>>. Acesso em 10 de Junho de 2018.
- ABNT NBR 15575, disponível em < <u>http://www.caubr.gov.br/wp-content/uploads/2015/09/2_guia_normas_final.pdf</u>>. Acesso em 10 de Junho de 2018.
- ABREU, P. G, 2000. "Lantenim: função e construção", disponível em: <<u>https://www.embrapa.br/busca-de-publicacoes/-/publicacao/443215/lanternim-funcao-e-construcao</u>> Acesso em 15 de Junho de 2018.

GBS, Green Building Studio, disponível em: <<u>https://gbs.autodesk.com/GBS/</u>>. Acesso em 22 de Junho de 2018.

- LAMBERTS, 2016. "Desempenho Térmico em Edificações", disponível em: <<u>http://www.labeee.ufsc.br/sites/default/files/disciplinas/ECV5161%20Aula%209%20-%20Desempenho%20termic</u> o%20paredes%20e%20coberturas 0.pdf> Acesso em 18 de Junho de 2018.
- "Lã de vidro: Isolamento térmico e acústico", disponível em: <<u>http://wwwo.metalica.com.br/la-de-vidro-isolamento-termico-e-acustico</u>> Acesso em 17 de Junho de 2018.
- "Lã de vidro: o que é? Usos, vantagens, preço e tudo sobre". Portal Metálica Construção Civil, disponível em: <<u>https://casaeconstrucao.org/materiais/la-de-vidro/</u>> Acesso em 17 de Junho de 2018.

REVIT, disponível em: <<u>https://www.autodesk.com.br/products/revit/overview</u>>. Acesso em 4 de Junho de 2018.

TRANSMITÂNCIA, disponível em: <<u>http://www.labeee.ufsc.br/antigo/software/transmitancia.html</u>>. Acesso em 11 de Junho de 2018.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores Bruna de Souza Melo, Erika Yamaguti Cherubini, Flávia Angelim Maia Vasconcelos e Osias Santos Neto são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (X) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- (X) Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA PELO MÉTODO DE INCINERAÇÃO A PARTIR DA BIOMASSA (LIXO VERDE) PRODUZIDA NA CIDADE DE MARABÁ

Nome do(s) autor(es): Luiz de Souza Silva, Moisés Sousa

Instituição: Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará - UNIFESSPA Endereço Completo da Instituição: Folha 17, Lote Especial, Nova Marabá - Marabá - Pará E-mail para correspondência: <u>luizsouza0022@gmail.com</u>; <u>moisessousa@unifesspa.edu.br</u>

RESUMO: O descarte adequado dos resíduos urbanos é um dos maiores problemas das administrações municipais e o lixo verde faz parte desse problema, uma vez que a partir da aprovação da política nacional de resisudos sólidos no ano de 2010, esses materiais não podem ser descartados em aterros sem antes terem sidos analisados todas as possibilidades de uso. Com isso aumentou a pressão sobres os governos municipais e também a necessidade de se trabalhar com um aproveitamento desta biomassa, seja energético ou outros fins. A cidade de Marabá descarta mensalmente algo em torno de 100 toneladas de resíduos verdes que incluem restos de podas de arvores, cortes de gramíneas e limpezas de praças e parques, atualmente não existe uma política nacional de resíduos sólidos. Este trabalho visa estudar a possibilidade de aproveitamento energético desta biomassa, verificando qual a seria a capacidade de produção de energia elétrica através do ciclo Rankine, usando resíduo de biomassa como combustível solido.

Palavras-Chave: Biomassa, ciclo Rankine, Combustão

ABSTRACT: Proper disposal of municipal waste is one of the major problems of municipal administrations, and green waste is part of this problem, since once the national solid waste policy is approved in 2010, these materials can not be disposed of in landfills without before all possibilities of use have been analyzed. This has increased the pressure on municipal governments and also the need to work with a use of this biomass, whether energy or other purposes. The city of Marabá disposes of around 100 tons of green waste a month, including remnants of tree pruning, grass cuttings and squares and parks, there is currently no municipal policy for proper disposal of these compounds, so they are sent directly landfill, contrary to the national solid waste policy. This work aims to study the possibility of energy utilization of this biomass, verifying which would be the capacity to produce electric energy through the Rankine cycle, using biomass residue as a solid fuel.

Keywords: Biomass, Rankine cycle, Combustion

INTRODUÇÃO

A crescente necessidade das populações urbanas por novos produtos e serviços, somando se a isso, um perfil cada vez mais consumista das pessoas tem gerado índices cada vez maiores de resíduos e o descarte adequado desses produtos, é um problema para muitas cidades; assim como o descarte do lixo verde, que no Brasil ainda é descartado em lixões ou aterros e que segundo a política nacional de resíduos sólidos, lei que foi aprovada em 2010(Lei nº 12.305/10), esse material não poderia ser descartado diretamente nos lixões, uma vez que não foram utilizados em todas as suas possibilidades de uso. O lixo verde ou biomassa urbana compreende o conjunto de resíduos que tem sua origem em podas ou corte de arvores e plantas ornamentais, este tipo de resíduo pode conter galhos de arvores, troncos, gramas, folhas verdes ou secas, flores, sementes ou outros materiais orgânicos de origem vegetal (LIMA, 2004. Apud Vale, 2016).

Uma rota de aproveitamento dessa biomassa gerada nas cidades é incineração com posterior aproveitamento na geração de energia elétrica, uma vez que cumpriria com o que solicita a política, por não descartar esse resíduo diretamente nos aterros e ainda geraria um recurso adicional para a cidade dependendo da quantidade material verde produzido anualmente. A evolução da produção de energia elétrica a partir de biomassa evolui bastante, a melhoria nas tecnologias empregadas e o potencial aumento de ganho das empresas impulsionaram a construção de plantas, que tenham empregados em conjunto um sistema de produção de energia. Segundo dados da ANEEL, 2018 (Agência Nacional de Energia Elétrica) o Brasil possui aproximadamente três mil empreendimentos geradores de energia térmica, que juntos correspondem por 26% da produção brasileira de energia, atrás somente das usinas hidrelétricas, que representam 61% e é a principal fonte da matriz energética brasileira.

Visando uma melhoria nas condições de deposição do lixo verde na cidade de Marabá, procurou-se por meio de estudos bibliográficos e fontes oficias do governo, verificar o potencial de geração de energia elétrica através de uma planta



térmica a vapor utilizando com fonte combustível a biomassa produzida na cidade de Marabá e desse modo colaborar com o desenvolvimento sustentável da cidade quanto a destinação dos seus resíduos sólidos.

METODOLOGIA

A metodologia aplicada neste trabalhou se baseou em pesquisas de artigos e trabalhos sobre a incineração de resíduos sólidos urbanos mais especificamente a biomassa gerada da poda de arvores e gramíneas dos parques e praças de diversas cidades do Brasil, bem como entrevistas com responsáveis pela secretaria de limpeza urbana da cidade de Marabá. Procurou-se por meio de estudo bibliográfico e levantamento de dados que pudessem dar subsídios para a realização deste trabalho, que busca analisar a quantidade de energia que poderia ser gerada usando como base os resíduos verdes da cidade de Marabá.

Caracterização do Combustível

Segundo a Empresa de Pesquisa Energética (2011), o lixo verde pode ser qualquer matéria orgânica que possa ser transformada em energia mecânica, térmica ou elétrica é classificada como biomassa. De acordo com a sua origem, pode ser: florestal (madeira, principalmente), agrícola (soja, arroz e cana-de-açúcar, entre outras) e rejeitos urbanos e industriais (sólidos ou líquidos, como o lixo). Os derivados obtidos dependem tanto da matéria-prima utilizada (cujo potencial energético varia de tipo para tipo) quanto da tecnologia de processamento para obtenção dos energéticos. O uso da madeira para produção de energia apresenta menores problemas de poluição, quando comparada aos combustíveis fósseis, tendo em vista que ela possui um baixo teor de enxofre (Cunha et al., 1989 Apud Quirino,2004). O aproveitamento mais notório da biomassa oriunda da madeira é a geração de energia térmica, no entanto nos dias atuais já foram desenvolvidas maneiras para a geração de energia elétrica a partir da biomassa é estimada em cerca de 3% (10TWh) da energia elétrica total (MACEDO, 2001 Apud Miller ,2005). A tecnologia mais difundida no Brasil é a do ciclo a vapor de Rankine utilizado em pequenas escalas, com a queima exclusiva de resíduos, ou conjunta com outros combustíveis (co-firing). Entretanto, as plantas que utilizam este processo operam com baixa eficiência, variando entre 14 e 25 % (BARROS & VASCONCELOS,2001. Apud Miller,2005).

Segundo Martins (1980 Apud Cortez,2011), afirma que a madeira, assim como os resíduos de poda urbanas, são constituídas de aproximadamente 50% de carbono, 6% de hidrogênio e 44% de oxigênio, independentemente da espécie, diferenças genéticas ou idade. Quimicamente a madeira e heterogênea, sendo constituída principalmente por três polímeros celulose, hemicelulose e lignina, numa proporção de 50, 20, 30. Variações ocorrem entre madeiras folhosas e coníferas, alem da espécie e idade. (Cortez,2011). Segundo Perez, 2010 (Apud Cortez,2011) os critérios para avaliação do potencial energético da biomassa são as propriedades físico-químicas; energia útil disponível; custo da tonelada de matéria orgânica seca; os tipos e as quantidade de resíduos sólidos e efluentes gasosos produzidos após o uso da biomassa e principalmente o teor de umidade.

A fim de definir o poder calorífico as podas de arvores da cidade de Marabá. Quirino et al 2004, em um trabalho publicado Revista Biomassa e Energia de 2004 nos informa que o poder calorífico superior das madeiras estão em torno de 4736 Kcal/kg, neste estudo foram analisados 258 espécies que obtiveram variação em torno de 6% nos respectivos valores de calores específicos, deste modo pode-se acreditar que o PCS das diferentes espécies de madeiras variam pouco.

De acordo com Cortez et al. (2011), existem duas principais rotas de conversão da biomassa em biocombustível. A primeira é a rota termoquímica, que utiliza do processo de pirólise ou gaseificação da biomassa podendo passar pela fermentação para produção de gás de síntese (mistura de H2 e CO), hidrocarbonetos, alcoóis, amônia e gás natural sintético (GNS). A segunda é a combustão que direta em que a biomassa é inserida diretamente na câmara de combustão, de preferência com o mínimo de umidade. (SOUZA et al 2016). A rota de conversão de energia estudada de neste trabalho será a combustão, que consiste na reação de dois ou mais combustíveis onde ocorre uma grande liberação de energia em forma de calor, desse modo todas as reações de combusta são exotérmica. O processo de combustão na maioria das vezes consiste na redução do combustível por um comburente, neste caso o oxigênio.

Equações governantes

O ciclo Rankine é um ciclo que representa a transformação do calor em trabalho por meio de um fluido, geralmente vapor de água, funciona basicamente da seguinte maneira: o calor é fornecido para a gerador de vapor por meio de uma fonte térmica, onde a mais comum é alimentada por um combustível que pode ser fóssil ou biomassa. Após o fluido ganhar energia térmica e ele é enviado a turbina que tem a função de transformar a energia térmica em potência mecânica; após a expansão o fluido passa pelo condensador no qual acontece a troca de calor e então chega a bomba que comprime até a pressão do gerador de vapor para reiniciar o processo. O ciclo Rankine é o modelo ideal para centrais térmicas a vapor utilizadas na produção de potência, ele é composto por quatro processos que acontecem em regime permanente e opera na região de saturação, como mostra a figura 1.(BORGNAKKE; SONNTAG, 2013. p. 371)







Figura 1: Ciclo de potência baseado em quatro processos

Figura 2: Esquema de acordo com os componentes

De acordo com os gráficos apresentados.

1-2 Processo de bombeamento isentrópico do liquido saturado para a pressão do gerador de vapor

2-3 Transferência de calor a pressão constante na caldeira

3-4 Expansão isentrópica na turbina (ou em outra máquina motora, tal como a máquina a vapor)

4-1 Transferência de calor a pressão constante no condensador

Pela primeira lei da termodinâmica aplicada a ciclos de geração de potência:

$$\frac{dE}{dt} = Q_{vc} - W_{vc} + m \left[(h_1 - h_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(Z_1 - Z_2) \right]$$
(1)

Considerações para os ciclos de potência

1 – Análise ocorre em um volume de controle

2-Todo o processo acontece em regime permanente

3 – Energia cinética e energia potencial podem ser desconsideradas.

Pelas considerações aplicadas aos componentes do ciclos, tem-se que:

j i	1	1
$Q_H = h_3 - h_2$ (Caldeira)		(2
$Q_L = (h_4 - h_1)$ (Condensador)		(3
$W_b = h_2 - h_1$ (Bomba)		(4
$W_t = h_3 - h_4$ (Turbina)		(5)

O rendimento térmico do ciclo Rankine é a razão entre trabalho liquido e o calor que entra no ciclo, onde trabalho liquida será a energia fornecida pela turbina menos a energia consumida pela bomba. O calor que entra no ciclo é a energia fornecida ao gerador de vapor :

$$I_{l}^{\prime} = \frac{W_{l}}{q_{H}} = \frac{q_{H} - (q_{l})}{q_{H}} = \frac{W_{t} - (W_{b})}{q_{H}}$$
(6)

Onde:

$$\begin{split} W_l &= \text{Trabalho liquido realizado pelo sistema (W)} \\ q_H &= \text{Calor fornecido ao sistema (W)} \\ q_l &= \text{Calor retirado do sistema (W)} \\ W_t &= \text{Trabalho realizado pela turbina (W)} \\ W_b &= \text{Trabalho consumido pela bomba (W)} \end{split}$$



O rendimento térmico também poderá ser dado por:

$$I_{l}^{\gamma} = \frac{(h_{3} - h_{2}) - (h_{4} - h_{1})}{h_{3} - h_{2}} = 1 - \frac{h_{4} - h_{1}}{h_{3} - h_{2}}$$
(7)

O poder calorifico inferior (PCI), segundo Rendeiro(2008) pode ser determinado pela seguinte equação:

$$PCI = PCS * \dot{m}_{comb} - m_{H20} * h_{vap}$$

(8)

No caso da biomassa, uma quantidade de água é trazida com o combustível, ou seja, a umidade do inerente deste tipo de material. A umidade do combustível participa da reação como um inerte e é incorporada aos produtos. Essa água, também não pode condensar antes de deixar a câmara de combustão e parte do calor de reação que ela absorveu é perdido, reduzindo o pci do combustível. Quanto maior a umidade do combustível, menor o pci do combustível. (Rendeiro,2008)

Para o cálculo de energia disponível na fornalha para que o sistema funcione, será levada em consideração a seguinte equação, utilizando como base o poder calorífico inferior:

$$Q_f = P_{ci} * m_{comb}$$

(9)

Onde:

 $\begin{array}{l} Q_f &= \mbox{Energia total fornecida em (kW)} \\ P_{ci} &= \mbox{Poder calorífico inferior (kJ/kg)} \\ m_{comb} &= \mbox{Vazão massica de combustível (kg/s)} \end{array}$

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A avaliação energética de todos os componentes do ciclo de geração de potência é fundamental para o bom andamento do processo e melhor aproveitamento da energia que está associado ao combustível utilizado. Bazzo (1995) nos informa que a avaliação completa de toda a energia envolvida no processo deve considerar todo o calor gerado na fornalha, bem como o calor associado aos fluxos de massa, combustão parcial e o calor perdido ao ambiente por radiação, convecção e condução. Quando se leva em consideração o poder calorífico da biomassa para analise energética é importante destacar a água contida no material (umidade), pois quando existe essa umidade, é inevitável que ocorra uma perda de calor nos gases de combustão em forma de vapor de água, uma vez que a umidade da madeira evapora e absorve energia da combustão. (Quirino et al 2004). A biomassa neste presente estudo foi considerada em base seca e para esta análise do potencial energético do lixo verde da cidade de Marabá, é necessário levantar os dados de matéria seca, baseada na disponibilidade informada pela secretaria de meio ambiente de Marabá, que são de aproximadamente 100 toneladas mensais de biomassa e será considerado que nosso material terá uma umidade de 15%. O dados de pcs,pci, umidade da água, vazão mássica do combustível e entalpia são mostrados na tabela abaixo. É importante ressaltar que os dados de pos são de acordo com o material utilizado, o poi foi obtido a partir da Eq. (8); a vazão mássica do produto de acordo com a quantidade produto em uma hora (139,8 Kg/h) dividido pelos segundos; e os dados de entalpia de vaporização foram retirados das tabelas termodinâmicas do livro (BORGNAKKE; SONNTAG,2013)

Dados	Valores
Pcs (MJ/kg)	19,8
Pci (MJ/kg)	18,9
mcb (kg/s)	0,0389
m _{H20} (%)	15
<i>h_{vap}</i> (kj/kg)	2259

Tabela 1: Dados para calculo do calor fornecido

De posse do total de matéria seca produzida na cidade de Marabá e utilizando a Eq. (9), poderemos descobrir a energia que estará disponível na fornalha para ser usada para aquecer a caldeira.

$$Q_f = P_{ci} * m_{comb} = 731,32 \text{ kW}$$



As turbinas utilizadas na indústrias podem ser classificadas de acordo com a aplicação a que se destinam, podendo ser de três tipos básicos: as turbinas de uso geral, as turbinas de uso especial e os turbo-geradores. (Martinelli,2002). As turbinas de uso geral geralmente são de pequenos porte e possuem pouca potência, com valores inferiores a 75 kW, possuindo um único estágio, usadas para acionar bombas e ventiladores. As turbinas de uso especial são maquinas de média ou alta potência, com valores maior que 750 kW. Os turbo-geradores são similares as turbinas de uso especial, podendo ter estágios com extração de vapor. Considerando que a nossa turbina utilizada neste sistema, seja de uso geral e que terá um rendimento de aproximadamente 30 %, poderíamos ter o suficiente para operar 3 equipamentos de pequeno porte, como uma bomba. Utilizando dados dos trabalhos de Meira (2010), Vale(2016),Cortez(2011) e Barros(2006) que fizeram um levantamento da geração de resíduos verdes nas cidade de Piracicaba, Natal-RN, AES Eletropaulo e o Campus da Pampulha da UFMG respectivamente e utilizando a metodologia anterior, chegamos ao seguinte quadro:

Localidades	Total (kW)
Marabá	731,32
Piracicaba	1334,8
Natal-RN	7238
AES Eletropaulo	25192
Campus Pampulha	4737,6

Tabel	a 2:	Energia	fornecida	por	localidade
I ubei		Differgia	Torneeraa	por	iocundude

CONCLUSÃO

A geração de eletricidade a partir da biomassa corresponde a 26% da matriz energética brasileira, de todo esse material a maior parte vem de resíduos da industria sucroalcooleira, usando como combustível para abastecer a fornalha o bagaço da cana. A utilização de resíduos verdes advindos da poda de arvores urbanas ainda é algo pouco usado para geração de eletricidade, sendo esse resíduo em sua maioria, são acondicionados diretamente nos aterros sanitários, o que contraria a política nacional de resíduos sólidos que estabelece que esta biomassa não pode ser destinado a aterros sem antes terem sido aproveitados todas suas possibilidades de uso. Verificou se que a utilização dos restos de podas de arvores da cidade de Marabá, pode sim gerar eletricidade,o suficiente para fazer funcionar turbinas de uso geral de baixa potência, inferior a 75 kW. Deve-se lembrar de ainda que a análise completa de calor fornecida a caldeira tem que levar em consideração as perdas associadas ao sistemas e seus respectivos componentes, o que não foi considerado nesse pequena análise. Faz-se necessário acrescentar, que este processo não pode ser visto como uma alternativa de expansão de nossa matriz energética a longo prazo, contudo os benefícios estão além da produção de energia, na realidade compõe um arranjo de políticas de cunho social e ambiental.

REFERÊNCIAS

- ANEEL: Agencia Nacional de Energia Elétrica. Atlas da energia elétrica do Brasil/Agencia nacional de energia elétrica - Brasília: ANEEL.2018
- BARROS, R.T.V.; O gerenciamento dos resíduos verdes na UFMG: Outras possibilidades. Universidade Federal de Minas Gerais. 2006.
- BAZZO, Edson. Geração de Vapor: Caldeiras a Vapor. Segunda edição, Florianópolis. Editora da UFSC, 1995.
- BORGNAKKE; SONNTAG: Fundamentos da Termodinâmica,Tradução da 8ª edição americana; coordenação e tradução de Roberto de Aguiar Peixoto. São Paulo: Blucher, 2013. Série Wan Wylen ISBN 978-65-212-0792-4
- CORTEZ,C.,L. Estudo do potencial utilização da biomassa de podas de arvores urbanas para geração de energia: Estudo de caso: AES Eletropaulo.Universidade de São Paulo- Programa de Pós graduação em Energia.2011.
- EPE:Empresa de Pesquisa Energética; Série Recursos Energéticos- Inventário Energético dos Resíduos Sólidos Ubanos. Rio de Janeiro,outubro de 2011
- MEIRA,A.M.;Gestão de resíduos da arborização urbana.Universidade de São Paulo. Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz-ESALQ. Piracicaba SP. 2010
- MILLER, M.D.; Produção de madeira para geração de energia elétrica numa plantação clonal de eucalipto em tamarandiba, MG. Universidade Federal de Viçosa. Programa de Pós-graduação em Ciência Florestal. 2005
- QUIRINO,W.F.; VALE,A.T.; ANDRADE,A.P.A.; ABREU,V.L.S.; AZEVEDO,A.C.S.; Poder Calorífico da Madeira e de Resíduos Lignocelulósicos. Biomassa & Energia, v. 1, n. 2, p. 173-182, 2004.



- SOUZA,N.R.D.,ALENCAR,L.S.,MAZZONETTO,A.W. Potencial Energético dos Resíduos de Podas de Arvores no Município de Piracicaba-SP. Revista Energia na Agricultura. Botucatu, vol. 31, n.3, p.237-245, julho-setembro, 2016.
- VALE, V.H.D.; Diagnóstico dos resíduos de podas do município de Natal-RN. Universidade Federal do Rio Grande do Norte Centro de Tecnologia Coordenação do Curso de Engenharia Ambiental. 2016.
- RENDEIRO,G.Combustão e Gaseificação de Biomassa Sólida: Soluções Energéticas para a Amazônia. Ministério de minas e energia. 1º edição. Brasília. 2008
- MARTINELLI,L.C. Máquinas Térmicas. Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul (UNIJUÍ). Panambi. 2002
- **DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE:** Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso contido nesse artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial
- (X) Energia
- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos



XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – 27 à 31 de agosto de 2018 – Brasília, DF

AVALIAÇÃO DA PERDA DE RESISTÊNCIA MECÂNICA DE CABOS CONDUTORES DE SUBESTAÇÕES CAUSADA PELA SOLICITAÇÃO TÉRMICA ATUANTE DURANTE REGIME DE FUNCIONAMENTO

Willian Mendes Ferreira

Universidade Federal de Santa Catarina Campus Reitor João David Ferreira Lima - Trindade, Florianópolis – SC willianm07@gmail.com

Rafael Augusto Magalhães Ferreira

Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG ramferreira89@gmail.com

Henrique Eduardo Pinto Diniz

Faculdade Pitágoras Avenida Presidente Antônio Carlos, 4157 – São Francisco, Belo Horizonte – MG hepdiniz@yahoo.com.br

Roberto Márcio de Andrade

Universidade Federal de Minas Gerais Avenida Presidente Antônio Carlos, 6627 - Pampulha, Belo Horizonte – MG roberto@demec.ufmg.br

RESUMO: A manutenção de componentes elétricos das subestações de energia é parte fundamental na busca por uma maior eficiência dentro do sistema elétrico de potência nacional. Como o desgaste de equipamentos elétricos é normalmente acompanhado por alterações em sua temperatura de funcionamento, o monitoramento térmico da condição dos ativos nas subestações ganha importância. Neste trabalho foi desenvolvido um modelo teórico de transferência de calor, utilizado para investigar a resposta térmica apresentada por uniões de cabos condutores em subestações de energia após aplicação de um histórico anual de carregamento de correntes, obtido a partir de um banco de dados de operação de uma subestações da Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG). O resultado das simulações em regime transiente combinadas com o modelo de Harvey permitiram avaliar o mecanismo de perda de resistência mecânica ao longo de vários anos de funcionamento, mostrando que tal modo de falha dos condutores de uma conexão nova não é expressivo no primeiro ano de funcionamento, mas pode se tornar significativo nos anos seguintes, necessitando de monitoramento contínuo.

Palavras-Chave: Modelagem matemática, cabos condutores, diagnóstico.

ABSTRACT: Electrical components maintenance in substations is a fundamental part to reach greater efficiency within national power electrical system. Electrical equipment wear is usually accompanied by changes in its operating temperature, given importance to the condition thermal monitoring of substation assets. In this work, a theoretical heat transfer model was developed and used to investigate the thermal response presented by conductor cable connections in power substations after the application of an annual current loading history, obtained from a substation database provided by Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG). The transient simulations results were combined with Harvey's model, allowing to evaluate the mechanical resistance loss over several years in operation. The results shown that such failure mode of conductors in a new connection is not expressive in the first year of operation, but may become significant in subsequent years, requiring continuous monitoring.

Keywords: Mathematical modeling, conductors, diagnosis.

INTRODUÇÃO



O setor elétrico brasileiro tem passado por grandes transformações nos últimos anos. O aumento da demanda energética nacional em conjunto com os recentes regimes irregulares de chuvas trazem à tona discussões sobre como realizar um planejamento sustentável visando o futuro da energia elétrica no país. A busca por fontes alternativas para produção de energia elétrica, de forma a diminuir a grande dependência da produção hidrelétrica, já foi iniciada há algumas décadas e inclui projetos de usinas termelétricas, termonucleares, parques eólicos, centrais de captação de energia solar e diversos outros empreendimentos. A outra forma de lidar com o problema da energia é através da melhoria da eficiência do sistema já existente, não apenas no que diz respeito à diminuição das perdas físicas ao longo das linhas de transmissão, como também eficiência no sentido da gestão estratégica da energia.

Nesse contexto, a regulação e fiscalização do setor elétrico ganha novos rumos. Particularmente sobre o setor de distribuição, as metas definidas pela Agencia Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) forçam as concessionárias de energia a desenvolver estratégias cada vez mais eficientes de gestão das unidades distribuidoras sob sua responsabilidade. Como o lucro das concessionárias é estabelecido pela diferença entre a meta definida pelo órgão regulador e o padrão efetivamente atingido, os custos praticados para manutenção dos componentes elétricos tem impacto fundamental no retorno financeiro.

Dentro das subestações de energia, a necessidade de uma manutenção confiável e eficaz dos ativos passa por um planejamento dos custos envolvidos desde a movimentação de pessoal para registro da condição do equipamento em campo até a tomada de decisão sobre uma eventual manobra corretiva ou não intervenção no sistema, para uma dada anomalia identificada. Uma avaliação mais criteriosa, capaz de fornecer dados quantitativos a respeito da real condição do componente que está sendo inspecionado, é realizada de forma mais eficiente a partir da modelagem matemática do processo. Dentro de um modelo relativamente simples podem ser incorporados os principais fatores causadores de alterações na temperatura de operação, agregando maior confiabilidade ao diagnóstico.

É importante destacar que a qualidade dos dados de entrada fornecidos (resultados de medições em campo) é requisito fundamental para o êxito na utilização de qualquer modelo matemático como ferramenta de diagnóstico. Aplicado ao contexto de manutenção das subestações, esse fato reforça a ideia de que a qualidade da análise realizada não pode ser reduzida a um mero procedimento de identificação de anomalias térmicas por alguma técnica de medição.

O objetivo do presente trabalho inclui a apresentação de um modelo matemático transiente que descreve os processos de aquecimento ou resfriamento de cabos condutores nas proximidades de conexões elétricas. Registros de carregamento variável de corrente elétrica obtidos de um banco de dados de subestação de energia foram utilizados para avaliar a resposta térmica transiente desses componentes no período de alguns anos. Na sequencia, o perfil térmico obtido foi utilizado para estimar a perda de resistência mecânica associada a esse tipo de solicitação termomecânica.

MODELAGEM MATEMÁTICA DE CONECTORES ELÉTRICOS

Sendo tipicamente um problema que envolve fenômenos de transferência de calor, a equação que governa o processo a todo momento é a Primeira Lei da Termodinâmica, ou *lei da conservação da energia*. Uma vez delimitada a região de interesse (volume de controle) para análise, a Primeira Lei estabelece que a diferença entre todos os mecanismos que adicionam energia ao sistema e todos os mecanismos que retiram energia do sistema, é necessariamente igual à variação da energia interna do sistema. Essa relação pode ser escrita na forma de taxas, conforme a Eq. (1).

(1)

Para qualquer ponto em estado de equilíbrio energético, existe uma temperatura correspondente que garante que a Eq. (1) seja sempre satisfeita. A introdução de qualquer fator que venha a alterar o equilíbrio térmico causa um processo transiente onde o sistema busca um novo patamar energético, e eventualmente uma nova temperatura, que o traga novamente ao equilíbrio. De forma alternativa ao conceito formal, a temperatura de um sistema pode ser definida como o resultado de um balanço de energia.

Particularmente para os componentes de subestação, os fluxos de calor positivos do balanço de energia estão associados aos efeitos causados pela passagem de corrente elétrica (Efeito *Joule*, corona e magnético) e pelo carregamento solar. Já os mecanismos de dissipação de calor são definidos pelos processos de convecção, radiação, condução térmica e perda de calor por evaporação, sendo esse último em geral ignorado.

O efeito corona ocorre na superficie de materiais condutores submetidos a níveis de tensão elevados o suficiente para ionizar o ar circundante e gerar correntes elétricas periféricas. Sua ocorrência é mais comum em linhas de transmissão, sendo que seus efeitos não serão considerados na modelagem dos componentes de subestação.



A natureza alternada da corrente elétrica empregada induz o surgimento de correntes parasitas, além de efeitos como histerese e viscosidade magnética (Morgan, 1982). Suas implicações são significativas em alguns casos como na modelagem de condutores com alma de aço ou, de forma mais geral, na modelagem de uniões elétricas de materiais dissimilares. Para o estudo dos conectores tais efeitos não serão considerados.

Um fenômeno mais significativo é o efeito pelicular dado pelo surgimento de forças magnéticas orientadas perpendicularmente ao sentido da corrente alternada que forçam a passagem de elétrons por uma região mais estreita, aumentando a densidade de corrente próxima a superfície e, consequentemente, a resistência elétrica oferecida nessa região. A extensão de seus efeitos pode ser calculada em conjunto com o Efeito *Joule*.

Diante de todas essas considerações, o balanço global de energia pode ser reescrito em termos apenas dos mecanismos mais significativos de transferência de calor. Ao detalhar o primeiro e o segundo somatório do lado direito da Eq. (1), substituindo pelos mecanismos que adicionam ou retiram energia no processo, respectivamente, obtém-se:

(2)

Onde,

Taxa de geração de calor por Efeito Joule e pelicular;

Taxa de absorção de radiação solar;

Taxa de dissipação de calor por convecção;

Taxa de dissipação de calor por radiação;

Taxa de dissipação de calor por condução térmica;

Taxa de variação da energia acumulada pelo sistema.

Geração de Calor

Existe uma complexa combinação de forças de origem eletromagnética e de colisões atuando sobre os elétrons, fazendo com que o caminho da corrente no interior de uma conexão elétrica não seja necessariamente o mesmo para todos os portadores de carga. A interface de contato entre os metais da união elétrica é bastante heterogênea, podendo apresentar significativas variações locais na quantidade de pontos de contato e na densidade de corrente de uma região para outra, levando a um estado de geração de calor fortemente não uniforme.

Apesar dessa característica, as diferenças locais de geração de calor são compensadas, e muito, pela alta condutividade térmica da liga metálica. Isso torna as diferenças locais de temperatura desprezíveis e faz com que seja razoável admitir uma geração volumétrica uniforme na conexão. Essa questão da desconsideração dos gradientes internos de temperatura é retomada neste trabalho quando for tratado o mecanismo de convecção, sendo mostrado que se trata de um processo com baixo número de Biot.

A geração de calor é modelada pelo Efeito *Joule*, quantificado pelo produto entre a resistência e o quadrado da corrente. No entanto, a resistência elétrica utilizada no cálculo da geração deve ser corrigida pelo efeito da temperatura () e pelo efeito pelicular (), ambos aumentando a resistência elétrica aparente da conexão.

(3)

O aumento de temperatura em um material gera basicamente dois efeitos sob o ponto de vista atômico: aumento do número de elétrons livres e aumento do número médio de colisões devido ao maior grau de agitação térmica. Em materiais condutores, o aumento de colisões é proporcionalmente maior que a geração de elétrons livres, de forma que o que se verifica é um aumento da resistência elétrica do material. Quando submetido à passagem de corrente, isso realimenta o processo de geração de calor por Efeito *Joule*.

Para cada material, o grau de variação da resistência elétrica com a temperatura é característico, sendo que ao desprezar os efeitos de dilatação térmica, têm-se:

(4)

Como segunda contribuição para o aumento de resistência elétrica, tem-se o efeito pelicular ou *skin effect*. Esse fenômeno é exclusivo de configurações elétricas em corrente alternada, caracterizado pela criação de um campo magnético variável e de forças que sujeitam os elétrons a fluírem por regiões mais superficiais do condutor. Com uma maior densidade de corrente próximo à superfície ocorre um aumento da resistência elétrica efetiva, sendo esse efeito mais intenso quanto mais estreita for a espessura da região de passagem. O fator de correção de resistência devido ao efeito pelicular é dado pela Eq. (5):



(5)

Onde é o raio do condutor e a profundidade pelicular. Se tal valor exceder o tamanho do raio do condutor, significa que o fenômeno não introduz aumento significativo para resistência elétrica e, portanto, deve-se fazer na Equação (3) da geração de calor. O problema do Efeito Pelicular é mais complexo e envolve outros mecanismos de aumento de impedância do circuito. A aproximação por área aparente foi comparada à solução analítica do problema em sua formulação clássica, a qual envolve funções de *Bessel* com argumentos complexos, apresentando bons resultados (Machado, 2007).

Convecção e Radiação

Para as conexões elétricas dentro das subestações de energia, a dissipação de calor por convecção é o resultado das interações entre a superfície aquecida do conector e a massa de ar circundante, a uma temperatura inferior. Basicamente, existem dois mecanismos atuantes: a difusão de calor e o movimento global do fluido (ou advecção), sendo ambos fortemente influenciados pelas condições de escoamento.

Na ausência de vento, existe um movimento suave do ar no entorno da superficie da conexão, causado por forças de empuxo resultantes de diferenças de massa específica entre o ar da região superior, mais aquecido, e da região inferior. A ocorrência de uma rajada de vento, por mais breve que seja, muda completamente a configuração do escoamento e aumenta substancialmente a taxa de dissipação de calor, devido à turbulência gerada. A Fig. (1) mostra o contraste entre o comportamento do escoamento ao redor de um cilindro em condições de convecção natural e convecção forçada, evidenciando a formação de uma pluma ascendente no primeiro caso e das esteiras de *Von-Karman*, no segundo.



Figura 1. Configurações de escoamento do meio fluido em condições de convecção natural (à esquerda) e convecção forçada (à direita) ao redor de um cilindro (Incropera, 2014)

O problema de modelagem da convecção, no contexto do balanço energia, reside basicamente no cálculo do coeficiente convectivo médio, o qual é um parâmetro que representa a capacidade global de troca de calor que um determinado escoamento possui, dadas todas as características específicas que influenciam o processo: natureza do escoamento, tipo de fluido e geometria do problema. Uma vez conhecido o coeficiente, a taxa de transferência de calor na superfície do conector será dada pela Lei de Resfriamento de *Newton*:

(6)

Encontram-se na literatura vários estudos experimentais para coeficiente convectivo médio em aplicações bem específicas ou para casos gerais com geometrias muito simples. Como resultado dessas investigações experimentais, são disponibilizadas correlações empíricas que permitem, dentro de um certo limite, a extrapolação de dados para cálculo do coeficiente convectivo médio em função de propriedades do fluido e parâmetros adimensionais do escoamento.

As conexões elétricas em especial podem ter sua geometria aproximada por formas cilíndricas equivalentes. Sua secção transversal não circular pode ser, segundo esse raciocínio, idealizada como uma secção circular equivalente de diâmetro calculado segundo o conceito de diâmetro hidráulico. Para essa geometria cilíndrica, a correlação desenvolvida por Churchill e Chu (1975) pode ser aplicada para determinação de para uma ampla faixa de condições de escoamento dentro dos limites da convecção natural:



A correlação para convecção natural emprega o número de *Rayleigh*, que é um adimensional utilizado para computar a magnitude relativa entre as forças de empuxo e viscosas no fluido. As propriedades termofísicas para o ar, que surgem nos parâmetros da Eq. (7), podem ser obtidos a partir de interpolações de tabelas de propriedades termofísicas disponíveis em literatura (Incropera, 2014). Essas propriedades devem ser avaliadas em função da temperatura de filme, definida como a média aritmética entre a temperatura do fluido () e da superfície do meio sólido ().

Em problemas de transferência de calor envolvendo efeitos convectivos na superfície, um parâmetro importante a ser avaliado é o número de Biot, um adimensional que fornece uma medida da razoabilidade em se desprezar os gradientes de temperatura no interior do sólido e, portanto, utilizar o método da capacitância global no modelo. O número de Biot é definido como a razão entre a resistência à condução no sólido e a resistência à convecção, podendo ser escrito como se segue:

(8)

Para um conjunto de valores típicos de condutividade térmica do alumínio (), comprimento característico de cilindro como metade do raio equivalente do conector () e coeficiente convectivo moderadamente alto (), obtém-se por substituição na Eq. (8). Essa ordem de grandeza é mais que suficiente para assegurar que, dentro da faixa de valores trabalhados no modelo, a condição de sempre será satisfeita, indicando que os erros associados a hipótese de perfil de temperaturas uniforme no interior das conexões sejam desprezíveis (Incropera, 2014). Por fim, a análise proposta se justifica.

Por conveniência, o cálculo da dissipação de calor pelo mecanismo de radiação pode ser feito em conjunto com a convecção a partir da determinação de um coeficiente de radiação, . De interpretação similar ao tratamento dado à convecção, esse coeficiente é um indicativo da intensidade com que ocorre a transferência líquida de calor por radiação de uma dada superfície analisada em direção a sua vizinhança, a uma temperatura inferior. Tal tratamento é vantajoso pois permite a comparação direta entre as contribuições dos mecanismos de convecção e radiação para a dissipação total de calor para o ambiente, dada a similaridade entre as Eq.(6) e Eq.(9).

(9)

(10)

METODOLOGIA

A metodologia de simulação do modelo de balanço de energia em regime transiente utiliza uma abordagem onde o termo de armazenamento de energia é tratado por uma aproximação numérica da taxa de variação da temperatura do conector ao longo do tempo. Apenas por simplificação das expressões (sem perda de generalidade do problema) e para uma descrição mais clara do tratamento dado ao termo de armazenamento, a Eq. (1) pode ser reescrita da seguinte forma:

(11)

Ao discretizar a derivada, tem-se que para uma dada solicitação térmica e estabelecida uma condição inicial, por exemplo, (conector e ambiente em equilíbrio térmico inicialmente), o regime transiente fica bem definido e pode ser aplicada uma solução progressiva, onde a cada passo de tempo a nova temperatura será:

(12)

A análise transiente realizada nesse trabalho tem como premissa um banco dados bastante extenso, contendo registros de valores de corrente ao longo de um ano inteiro de operação fornecidos pela Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG). A Fig. (2) apresenta o teste de convergência feito para verificação da estabilidade da solução. O procedimento de cálculo foi testado para um incremento de tempo de 5 segundos. Para verificar se esse intervalo produz um resultado que converge de forma estável à solução do problema, foram testados outros valores de gradativamente maiores em uma simulação arbitrária com convecção natural. O teste mostrou claramente que a resposta diverge para valores de da ordem de , assegurando que o uso de de até não introduz instabilidade ao modelo.



Figura 2. Teste de convergência do modelo na simulação de corrente variável e condições de convecção natural

A simulação do modelo consistiu avaliar a resposta térmica de uma união elétrica entre cabos condutores, com resistência elétrica conhecida, frente a um carregamento de corrente típico das subestações de energia. Similarmente ao proposto por Diniz (2013), as temperaturas e os tempos de exposição obtidos por esse método foram cruzados com o Modelo de *Harvey* para estimativa da perda de resistência mecânica nos cabos decorrente dessa simulação de carregamento.

A partir de uma bateria de testes em condutores da classe SAC, Harvey (1972) propõe que a perda de resistência mecânica associada à temperatura pode ser calculada a partir da Eq. (13):

(13)

Onde,

Resistência mecânica remanescente do condutor em relação ao início (%); Temperatura de exposição ; Soma do tempo de exposição à temperatura Diâmetro do fio do condutor

A forma cíclica como o carregamento térmico é aplicado nos condutores não é distinguido por esse modelo. No entanto, como sugere a norma IEC 60943, a perda de vida associada a carregamentos acima da condição normal de serviço não pode ser compensada por um mesmo período em condições abaixo do carregamento normal. Para compensar esse efeito será utilizada uma taxa de acréscimo de ao valor da resistência elétrica do conector a cada de serviço durante a simulação. Os valores residuais de resistência mecânica assim obtidos foram confrontados com os intervalos críticos definidos por Diniz (2013).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O banco histórico utilizado foi cedido pela equipe de manutenção diretamente do sistema supervisório da CEMIG, o qual contém o registro das correntes a cada 15 minutos ininterruptamente até que seja feita alguma intervenção no equipamento responsável pela aquisição. A Fig. (3) mostra o comportamento geral da corrente elétrica ao longo do período de um mês, onde fica evidente a grande amplitude do carregamento cíclico submetido diariamente aos componentes de subestação.



Figura 2. Carregamento de corrente referente ao mês de janeiro de 2015 em um trecho da subestação de energia

Como última consideração, o valor assumido para a taxa de degradação (aumento de resistência) da conexão foi devidamente ajustado para ser atualizado a cada passo de nos cálculos. Por fim, aplicando o carregamento anual de corrente sobre um conector em bom estado, com resistência elétrica inicial de , e o Modelo de *Harvey* sobre o conjunto de dados de temperatura obtidos, a Tab. 1 reúne os resultados encontrados em termos de resistência mecânica remanescente no condutor.

Intervalo [°C]	Tempo correspondente [h]	Resistência Remanescente

Tabela 1. Resistência remanescente do condutor após 1 ano

De onde se conclui que existe uma diminuição de resistência mecânica muito pequena associada ao funcionamento da conexão elétrica durante um ano sob condições de carregamento variável. A continuação dessa mesma simulação avaliada nos quatro anos subsequentes mostra que a resistência mecânica remanescente assume decaimentos gradativamente mais severos para os valores de , , e .

Esses resultados em termos de resistência mecânica remanescente podem ser associados a intervalos de risco de falha do componente. Diniz (2013) define faixas representativas das diferentes fases da vida do condutor como apresentado na Tab. 2:



Tabela 2. Classificad	cão das	grandezas	em faixas
-----------------------	---------	-----------	-----------

Condição	Descrição	Faixa
Normal	Valores da grandeza próximos a parâmetros de novo.	
Alterada	Grandeza apresenta piora leve, envelhecimento normal. Acompanhar evolução conforme rotina.	
Degradada	Grandeza indica que existe defeito ou o equipamento/ componente aproxima-se do fim de vida útil. Programar intervenção.	
Crítica	Grandeza indica que existe defeito grave, que em curto tempo evoluirá para falha. Realizar correção urgente.	

Fonte: Diniz, 2013.

De acordo com essa classificação, o resultado da simulação realizada para o conector de ao final de 5 anos de serviço apresentará o comportamento apresentado na Fig. (3).



Figura 3. Diagnóstico final do modelo matemático após a simulação

Naturalmente, essa é uma estimativa de comportamento do componente apontada pelo modelo a partir de um histórico de carregamento típico de serviço, sendo um indicativo da severidade da condição do ativo e da urgência de uma eventual intervenção. Com o passar do tempo e com o monitoramento contínuo, essa estimativa pode ser recalculada com as novas informações atualizadas.

CONCLUSÃO

Neste trabalho foi elaborado um modelo matemático para avaliação do processo térmico de aquecimento ou resfriamento de conectores elétricos. Em seguida, foram simuladas condições típicas de funcionamento e apresentada uma metodologia de determinação da condição dos cabos condutores pós um longo período de funcionamento, a partir de um banco de dados disponibilizado pela concessionária de energia.

A utilização conjunta do modelo matemático para os conectores elétricos e do Modelo de *Harvey* permitiu a estimativa da perda de resistência mecânica do condutor associado à conexão. Nessa simulação, a aplicação sucessiva do histórico de correntes em um conector elétrico de , com uma taxa de deterioração assumida, resultou em perdas de resistência mecânica inferiores a 1,5% para o primeiro ano de operação. No entanto, uma considerável piora foi verificada nos anos subsequentes.


AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio da CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) no desenvolvimento deste trabalho, através da concessão de bolsa de pesquisa.

REFERÊNCIAS

- Churchill, S.W.; Chu, H.H.S., 1975. Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder. International Journal of Heat Mass Transfer. v.18.
- Diniz, H.E.P., 2013. Termografia Quantitativa como Ferramenta de Gestão de Ativos do Sistema Elétrico de Potência. Dissertação. Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Belo Horizonte MG.
- Harvey, J., 1972. Effect of Elevated Temperature Operation on the Strength of Aluminum Conductors. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, PAS-91. n.5, p. 1769-1772.
- IEC International Electrotechnical Commission. IEC/TR 60943, 2009. Guidance Concerning the Permissible Temperature Rise for Parts of Electrical Equipment, in Particular for Terminals.
- Incropera, F.P.; DeWitt, D.P.; Bergman, T.L.; Lavine, A.S., 2014. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 7^a ed. LTC. Rio de Janeiro.
- Machado, R.P., 2007. Medidas do Efeito Pelicular Clássico em Condutores de Cobre Proposta de um Novo Modelo. Dissertação. Programa de pós-graduação. Universidade Federal do Paraná. Curitiba – PR.

Morgan, V.T., 1982. The Thermal Rating of Overhead Line Conductors: Part 1 – the Steady State Thermal Model. Electric Power System Research. p. 119-139.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

O(s) autor(es) é(são) o(s) único(s) responsável(veis) pelo material impresso contido neste artigo.

ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- () Acústica, Vibrações e Dinâmica
- () Automação Industrial

(x) Energia

- () Fabricação Mecânica e Materiais
- () Gestão de Manufatura
- () Mecânica Computacional
- () Mecânica dos Sólidos
- () Otimização e Análise
- () Projeto de Máquinas
- () Termociências e Mecânica dos Fluidos