

**MODELAGEM DE UM CICLO ABERTO DE COGERAÇÃO A AR
UTILIZANDO TURBOMÁQUINAS USADAS POR UTILITARIOS****Gleyzer Martins**

Universidade Federal Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica -Av. João Naves de Ávila 2160, Bloco 1M, Campus Santa Mônica – CEP 38400-089 – Uberlândia - MG
gleyzerm@yahoo.com

Oscar Saul Hernandez Mendoza

Universidade Federal Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica -Av. João Naves de Ávila 2160, Bloco 1M, Campus Santa Mônica – CEP 38400-089 – Uberlândia - MG
oscarhm@mecanica.ufu.br

Jaime Vilela de Resende

Universidade Federal Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica -Av. João Naves de Ávila 2160, Bloco 1M, Campus Santa Mônica – CEP 38400-089 – Uberlândia - MG
jvresende@mecanica.ufu.br

Resumo. Este trabalho apresenta a simulação de um ciclo de resfriamento a ar acionado por gases do escapamento de motores Diesel. A operação do ciclo se dá da seguinte forma: A turbina do primeiro turbocompressor é acionada pelos gases de escapamento do motor Diesel e o trabalho liberado por esta turbina aciona o primeiro compressor. Este comprime ar que, após a retirada do calor de compressão em um trocador de calor ar-água, é expandido numa segunda turbina. A segunda turbina por sua vez opera um segundo compressor que comprime o ar ambiente que é introduzido no primeiro compressor após a retirada do calor de compressão por um dos trocadores de calor. Os trocadores compactos utilizados resfriam o ar comprimido nos dois compressores utilizando água da rede urbana, sendo que a água no segundo trocador de calor, posterior ao último estágio de compressão, sofre um pré-resfriamento usando o ar frio obtido no ciclo a ar. O programa gera dados resultantes dos balanços de massa e de energia, propriedades do ar e rendimentos nas diversas etapas do ciclo, permitindo analisar as variações nos parâmetros que determinam as condições de estado do ar no ciclo e no comportamento dos equipamentos submetidos a diferentes estratégias operacionais. Para isto foi utilizado um equacionamento termodinâmico do ciclo considerando o ar como um gás ideal, rendimento e relação de pressão dados pelas curvas de operação das turbomáquinas fornecidas pelo fabricante. Este sistema de resfriamento constitui um sistema de cogeração compacto que não afeta o meio ambiente e obtém temperaturas do ar de resfriamento na saída do ciclo próximas de 0°C.

Palavras chave: turbocompressor, ciclo a ar, pré-resfriamento, cogeração.

1. Introdução

Os sistemas de congelamento e pré-resfriamento clássicos (ciclos de compressão de vapor, ou absorção) envolvem a ocorrência de elevadas potências que influenciam os custos no faturamento. Neste sentido, os projetos envolvendo o uso de turbomáquinas têm mostrado um grande número de aspectos atrativos, principalmente os custos, tamanhos compactos, alta flexibilidade e o fato de poderem ser usadas em processos de aquecimento, secagem e resfriamento pela produção de trabalho secundário em ciclos combinados. Assim o uso de turbomáquinas aplicados a sistemas de cogeração é um método economicamente viável para o aproveitamento de recursos, pois não afeta o meio ambiente (por exemplo na substituição do ciclo de compressão de vapor – CFC's), além do aspecto financeiro.

A cogeração é a produção simultânea de várias formas de energia a partir de uma fonte de potência (normalmente associada com potência mecânica elétrica ou térmica (Najjar, 2000)). Neste caso, o sistema de cogeração consiste de um motor de combustão interna que pode ser utilizado para a produção de energia elétrica primária e os gases de exaustão convertidos em um resfriador baseado no ciclo de expansão a ar. O ciclo a ar é conhecido como uma máquina (“cold-machine”) na qual o ar é usado como meio de trabalho (van der Wekken and van Gerwen, 1995). O conceito do ciclo pode ser aplicado para aquecimento ou resfriamento.

A característica do resfriador é o uso de turbomáquinas para compressão e expansão do ar em vez de pistões de movimento linear, usados em outros sistemas de refrigeração. Os tamanhos e velocidades de operação das turbinas nas turbomáquinas são determinadas pela capacidade e temperaturas dos sistemas (Swift et al., 1999). A eficiência do ciclo a ar é muito dependente da eficiência dos componentes que fazem parte do sistema. Na literatura, tem-se mencionado que para eficiências isoentrópicas do compressor e expensor (turbina) de 85% ou superior, o conceito do ciclo a ar pode competir com os ciclos de compressão de vapor usados atualmente (van der Wekken and van Gerwen, 1995).

Diante do exposto este trabalho tem como objetivo avaliar através de testes de simulação as especificações e condições operacionais de um equipamento baseado nos conceitos do ciclo a ar e sistemas de cogeração usando turbocompressores empregados em utilitários. A partir dos resultados das simulações, disponibilizar subsídios, baseados na temperatura de saída do ciclo a ar para estabelecer o tipo de aplicação apropriada para o sistema de cogeração.

2. Descrição do Ciclo a Ar

Os processos de resfriamento de ar utilizando ciclos do tipo Joule são conhecidos por profissionais da área térmica desde o século passado. Eles constam de dois processos adiabáticos e dois resfriamentos intermediários como mostra a Fig. 1.

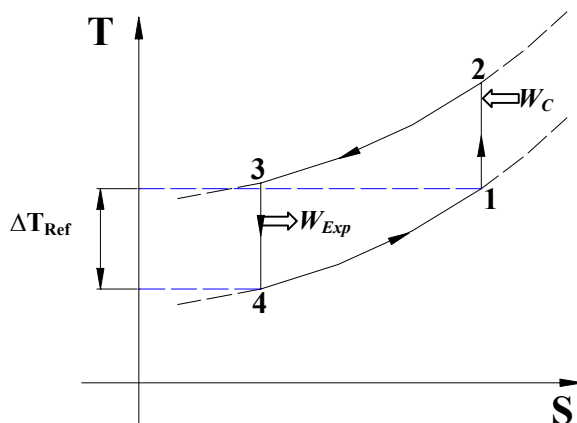


Figura 1. Diagrama Temperatura x Entropia do Ciclo Joule

São amplamente utilizados em pressurização e condicionamento de ar em cabines de avião. Do ponto de vista de rendimento são menos eficientes do que o ciclo Rankine de refrigeração a vapor (Fig. 2). Porém quando o custo energético para fazer a compressão do gás (ar) é desprezível (Caso dos aviões ou quando é utilizado a cogeração) estes ciclos se tornam viáveis.

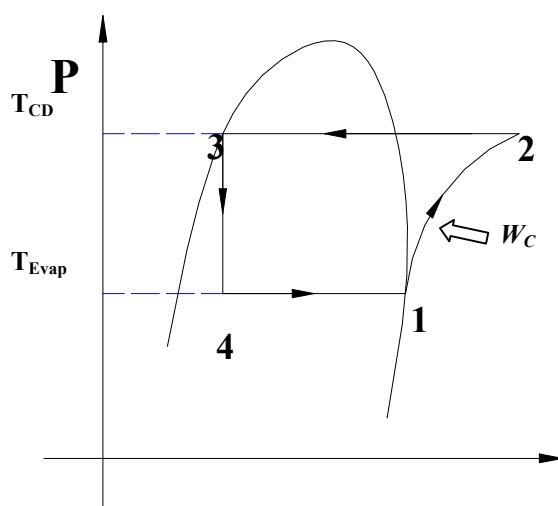


Figura 2. Diagrama Pressão x Entalpia do Ciclo de Rankine de Refrigeração a Vapor

Pelas razões acima expostas e levando em conta que o ciclo a ar é movido por um sistema de cogeração, este cumpre os requisitos quanto a redução do custo energético. A viabilidade do sistema de resfriamento é ainda garantida pelo uso de turbocompressores comerciais (utilizados em caminhões), que são hoje em dia produzidos no Brasil, operam com altos rendimentos ($\approx 70\%$), e tem custo relativamente baixo.

O ciclo a ar é constituído de dois turbocompressores: um que para movimentar o ciclo aproveite a energia dos gases de escape de um motor Diesel, e outro que realize a expansão do gás, para obter o ar a baixa temperatura e realizar uma pré-compressão. Entre estes dois turbocompressores tem-se ainda dois intercoolers, que são trocadores de calor ar-água que retiram o calor de compressão do ar.

A Figura (3) mostra os principais componentes que constituem o ciclo a ar e a trajetória dos fluxos de gases e do ar no interior do sistema.

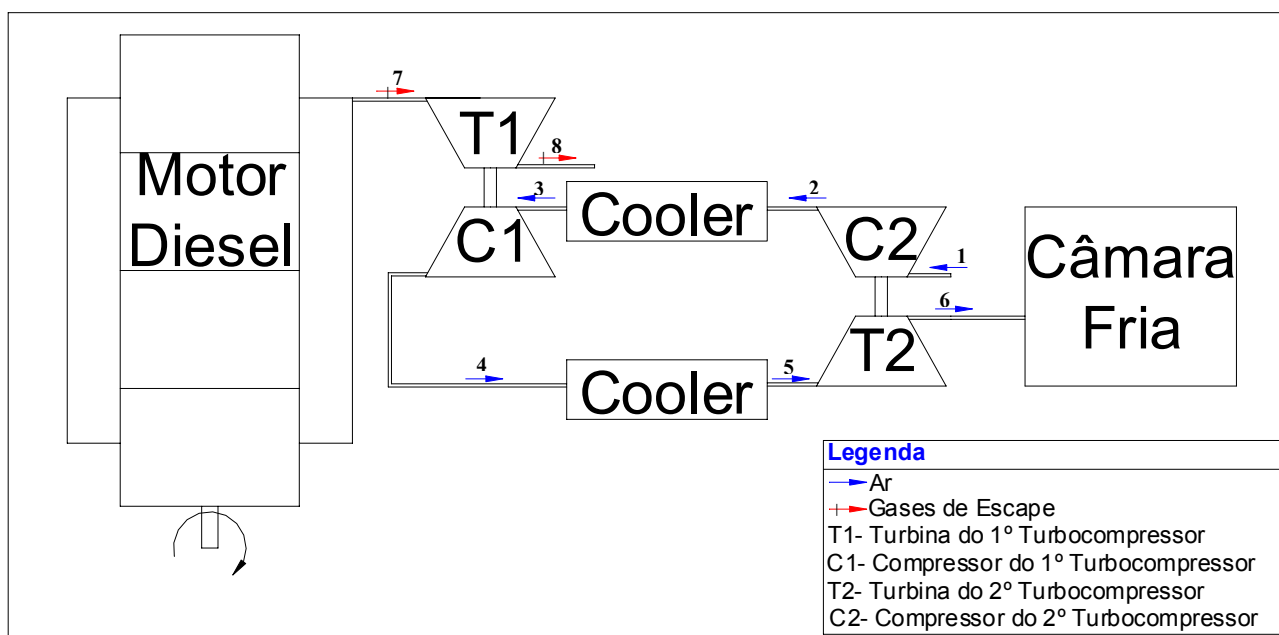


Figura 3. Representação esquemática do ciclo a ar

O ciclo a ar aberto que opera de acordo com os processos esquematizados na Fig. (4). No gráfico as potências W_{C1} e W_{C2} para a compressão do ar seriam supridas pelo trabalho realizado pelas turbinas acionadas por gases de escape de motores de combustão interna.

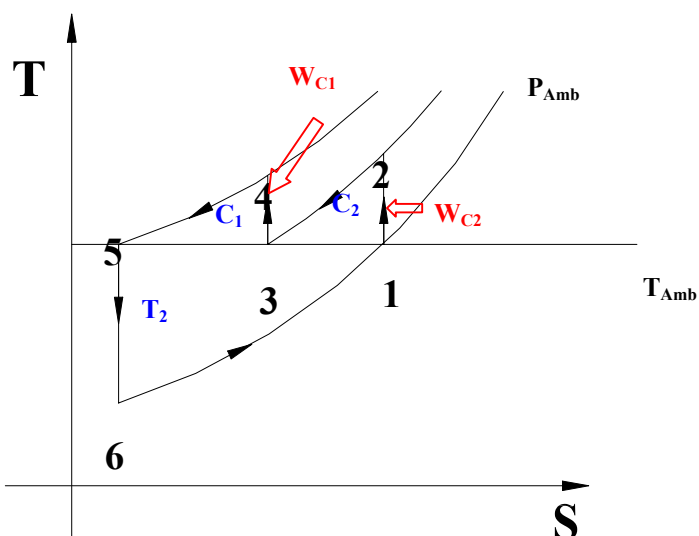


Figura 4. Diagrama Temperatura x Entropia do Ciclo a ar

3. Desenvolvimento Teórico

Para a simulação do ciclo a ar, foi utilizado o software “*Engineering Equation Solver*” (EES) do Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos (LEST), e posteriormente a linguagem C.

O diagrama que especifica a seqüência de cálculos está mostrado na Fig. (4), e para o desenvolvimento teórico foram feitas as seguintes hipóteses:

As turbinas e os compressores operam segundo um processo adiabático com um índice de irreversibilidade, dado pelo rendimento isentrópico dos turbocompressores;

O ar e os gases de escape comportam-se como gases ideais;

A perda de carga do ciclo foi considerada desprezível;

O trocador de calor (cooler) é isobárico.

3.1. Desenvolvimento Teórico para as Turbomáquinas

Na modelagem dos turbocompressores, foi aplicada a 1ª lei da termodinâmica, sendo que as parcelas de energia cinética e potencial foram desprezados. Considerando o comportamento dos turbocompressores como um processo adiabático com gás ideal, o trabalho realizado pelas turbinas e pelos compressores nas turbomáquinas é dado pela equação (1) e (2):

$$\dot{W}_T = \dot{m}C_p(t_1 - t_2) \quad (1)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}C_p(t_2 - t_1) \quad (2)$$

onde \dot{W} trabalho real, \dot{m} vazão em massa, C_p calor específico a pressão constante, (t_1) é a temperatura de entrada e t_2 é a temperatura de saída das turbomáquinas.

A t_2 nas equação (1) e (2) é obtida das relação entre pressões e temperaturas para as turbomáquinas que é derivadas da combinação das equações dos gases perfeitos para um processo politrópico ($P \cdot v^n = cte$, onde $n=k$) e dos gases ideais ($P \cdot v = R \cdot T$). Esta combinação resulta na equação do processo reversível adiabático representado pela equação (3).

$$\frac{TS_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3)$$

Equação do processo reversível adiabático.

A correção do processo reversível adiabático, dada por, rendimento isentrópico da turbina equação (4) ou do compressor equações (5).

$$\eta_T = \frac{T_2 - T_1}{TS_2 - T_1} \quad (4)$$

$$\eta_C = \frac{TS_2 - T_1}{T_2 - T_1} \quad (5)$$

onde TS_2 é a temperatura dada pela equação do processo reversível adiabático ,

As temperaturas de saída das turbinas (T_{2T}) e dos compressores (T_{2C}) podem ser obtidas agrupando as equações 3, 4 e 5 e são representadas pelas seguintes equações:

$$T_{2T} = T_1 \left[1 + \eta \cdot \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (6)$$

$$T_{2C} = T_1 \left[1 + \frac{\left(\left(P_1/P_2 \right)^{(k-1)/k} - 1 \right)}{\eta} \right] \quad (7)$$

Nas equações (6) e (7) os rendimentos e as relações de pressão $\frac{P_2}{P_1}$ foram obtidos com base nas curvas reais de operação do compressor e da turbina. Esta curvas são superfícies que relacionama vazão em massa de fluido, a relação de pressão e o rendimento destas turbomáquinas. As curvas de operação foram fornecidas pela Garrett do Brasil.

Para emprego destas curvas foram utilizadas as seguintes equações:

- a) Correção da vazão em massa para condições atmosféricas de operação do turbocompressor:

$$\dot{m}_c = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{\frac{T_1}{545}}}{\frac{P_1}{28,4}} \quad (8)$$

onde, \dot{m}_c é a vazão em massa corrigida para condições padrões; \dot{m} é a vazão em massa nas condições de operação; T_1 é a temperatura de entrada e P_1 é a Pressão de entrada na turbina.

b) Correção da rotação para acoplamento entre turbina e compressor

$$N_T = \frac{N_{phy}}{\sqrt{\frac{T_1}{519}}} \quad (\text{Para a turbina}) \quad (9)$$

onde, N_T é a rotação na curva padrão; N_{phy} é a rotação de operação nas condições de operação e T_1 é a temperatura de entrada na turbina

$$N_c = \frac{N_{phy}}{\sqrt{\frac{T_1}{545}}} \quad (\text{Para o compressor}) \quad (10)$$

onde, N_c é a rotação na curva padrão; N_{phy} é a rotação de operação nas condições de operação e T_1 é a temperatura de entrada no compressor.

3.2. Desenvolvimento Teórico para os trocadores de calor ar-água

Os trocadores de calor ar-água são trocadores do tipo corrente oposta com fluidos não misturados. A determinação da razão de transferência de calor foi feita partindo da seguinte equação:

$$dq = UdA\Delta T \quad (11)$$

A equação deve ser integrada sobre a área de troca de calor A, ao longo do comprimento do trocador. Considerando que a condutância global U é constante, que a variação da energia cinética é desprezíveis e que a carcaça do trocador de calor é isolada, a equação (11) pode ser integrada analiticamente para o escoamento em correntes opostas (Kreith, 1973).

$$q = UA \frac{\Delta T_a + \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (12)$$

onde ΔT a diferença entre as temperaturas e os índices a e b se referem às respectivas extremidades do trocador

Para a obtenção das temperaturas de saída dos fluidos do trocador de calor utiliza-se da efetividade de troca (Kreith, 1973) que é dada por:

$$E = \frac{C_h (T_{hen} - T_{hdes})}{C_{\min} (T_{hen} - T_{cen})} \quad (13)$$

ou

$$E = \frac{C_c (T_{cdes} - T_{cen})}{C_{\min} (T_{hen} - T_{cen})} \quad (14)$$

onde $C_h = m_h c_p$, a capacidade calorífica do fluido quente; $C_c = m_c c_p$, a capacidade calorífica do fluido frio;

e, C_{\min} é a menor magnitude entre $m_h c_p$ e $m_c c_p$.

Uma vez que se conhece as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, utilizando a primeira lei da termodinâmica e considerando o trabalho realizado no trocador de calor igual a zero, a troca de calor para o ambiente desprezível, que o ar tem comportamento ideal e a entalpia (h) é função somente da temperatura e de C_p , a seguinte equação pode ser escrita:

$$\dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (T_{ar1} - T_{ar2}) = \dot{m}_{H2O} (h_{H2O2} - h_{H2O1}) \tag{15}$$

3.3. Resolução do algoritmo

A Figura (5) mostra o fluxograma geral do programa do ciclo de resfriamento.

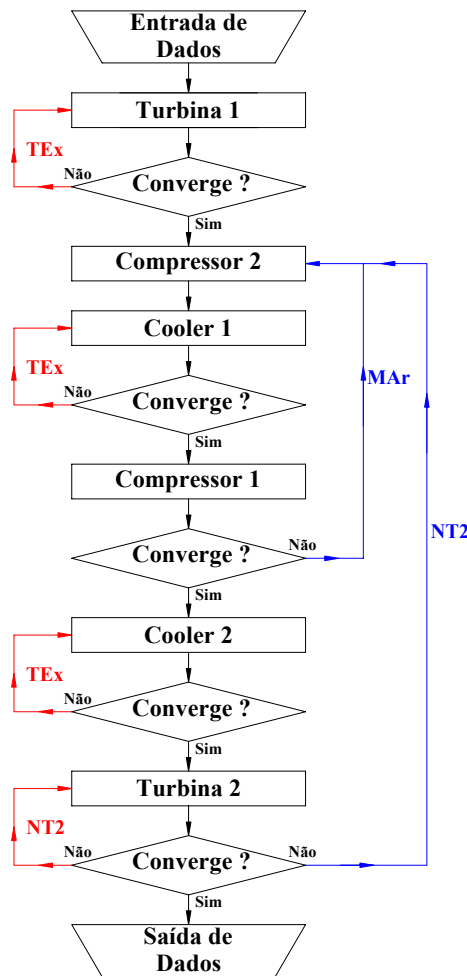


Figura 5. Fluxograma do programa do ciclo de resfriamento.

As equações apresentadas nas seções (3.1) e (3.2), quando aplicadas aos testes de simulação, permitem desenvolver modelos usados no dimensionamento dos turbocompressores, nas determinações das condições do ar em cada etapa do ciclo, das temperaturas de entrada e saída da água nos trocadores de calor e das condições operacionais do sistema especificadas pelas relações de pressões nos turbocompressores e vazões dos gases de escape provenientes do motor, água nos trocadores de calor e de ar frio na saída do ciclo.

3.4. Determinação experimental das características do motor Diesel

As medidas que determinam o estado dos gases de escape foram feitas em uma turbina acoplada ao motor pela instalação de dois sensores de temperatura (termoresistências tipo PT100) e dois transdutores de pressão posicionados na entrada e saída do turbocompressor.

A vazão do gás foi determinada pela avaliação da velocidade do ar média na saída do motor usando um anemômetro de palhetas, e, com esta velocidade a vazão foi obtida.

4. Resultados e Discussão

A Tabela (1) mostra os valores dos estados e vazão em massa de saída dos gases de escape obtidos a partir das medidas experimentais no motor Diesel.

Tabela 1. Estados e massas de saída dos gases de escape do motor Diesel.

PM	Rvelocidade	P _{su} (kPa)	T _{su} (K)	Condições Ambientes				
				P _{atm} = 921,4 (μbar)		T _{amb} = 35,0°C		
				P _{ex} (kPa)	T _{ex} (K)	Vazão (m ³ /s)	Massa (kg/s)	RT*
1800	8,56	282,49	462,5	92,42	441,3	0,3253	0,3391	3,0565
2000	9,96	295,34	494,9	92,43	457,8	0,3786	0,3946	3,1951
2500	11,41	297,16	542,3	92,16	491,5	0,4337	0,4520	3,2243

* Relação de pressão na turbina

Obs: Os subíndices su e ex diz respeito as entradas e saídas respectivamente.

Pode-se observar na relação de pressão em cada ensaio a influência da vazão mássica dos gases de escape sobre a pressão e temperatura de entrada e saída da turbina.

4.1. Especificação dos equipamentos

A simulação do ciclo a ar foi feita usando a metodologia descrita nas seções (3.1 e 3.2) com os valores aproximados de vazão em massa e estados dos gases de escape obtidos pela experimentação do motor.

O acoplamento dos sistemas de equações termodinâmicas, com os dados experimentais e fornecidos pelos fabricantes e as curvas de operação das turbomáquinas permitiu a especificação dos conjuntos de turbomáquinas e a obtenção da eficiência e do produto da área pelo coeficiente de transferência de calor nos trocadores.

4.2. Simulação e especificação das condições operacionais do sistema

Os dados gerados pelo programa usado para as simulações mostram o estado do ar em cada etapa do ciclo, e, a partir destes resultados, é possível visualizar as regiões de operação do ciclo de resfriamento, estabelecidas pela variação da rotação, temperatura e pressão de entrada dos gases de escape na Turbina 1.

A Figura (6) mostra a variação da temperatura de saída da turbina 2 (T2) em relação à temperatura e pressão dos gases na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna, para uma rotação da turbina 1 (T1) de 50.000 rotações por minuto (rpm). A Figura (7) mostra a variação da pressão de saída na turbina 2 (T2) para o mesmo cenário experimental descrito pelas condições anteriores. As Figuras (8) e (9) mostram a avaliação destes parâmetros quando a rotação da turbina 1 (T1) é de 53.200 rpm. Os resultados abaixo foram obtidos para temperatura ambiente de 308K, pressão atmosférica de 92,4 kPa e temperatura da água ambiente de 302 K(condições ambientes típicas de Uberlândia, MG).

Os resultados representam as curvas de operação do ciclo a ar nas diferentes condições de entrada. As saídas estão em função da temperatura e pressão de saída do ciclo.

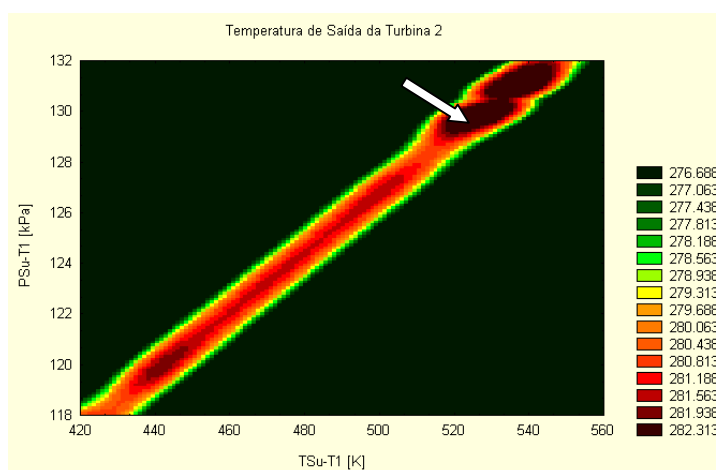


Figura 6. Temperatura (K) de saída na turbina 2 (T2) em relação à pressão e temperatura dos gases na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna. Rot.T1 = 50.000 rpm.

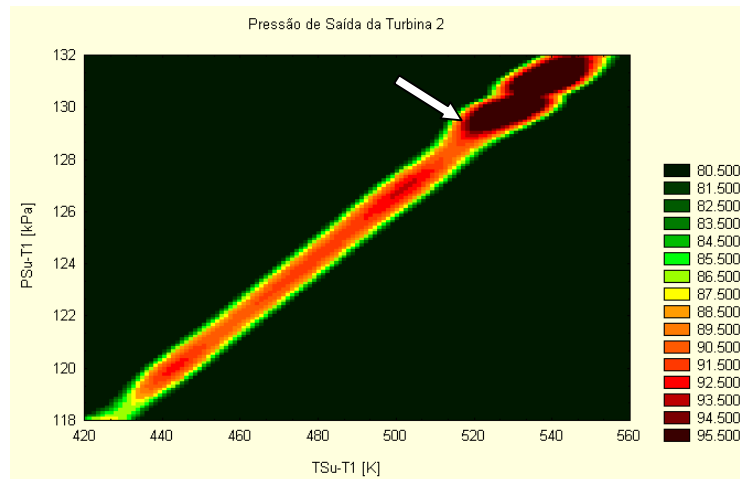


Figura 7. Pressão (kPa) de saída na turbina 2 (T2) em relação à pressão e temperatura dos gases na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna. Rot.T1 = 50.000 rpm.

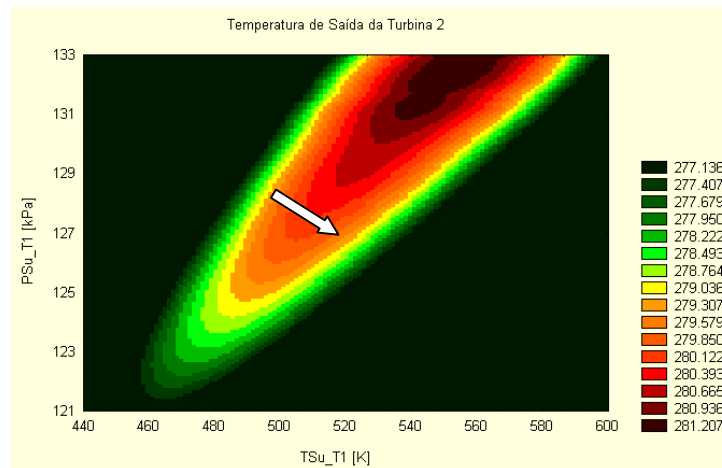


Figura 8. Temperatura (K) de saída na turbina 2 (T2) em relação à pressão e temperatura dos gases na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna. Rot.T1 = 53.200 rpm.

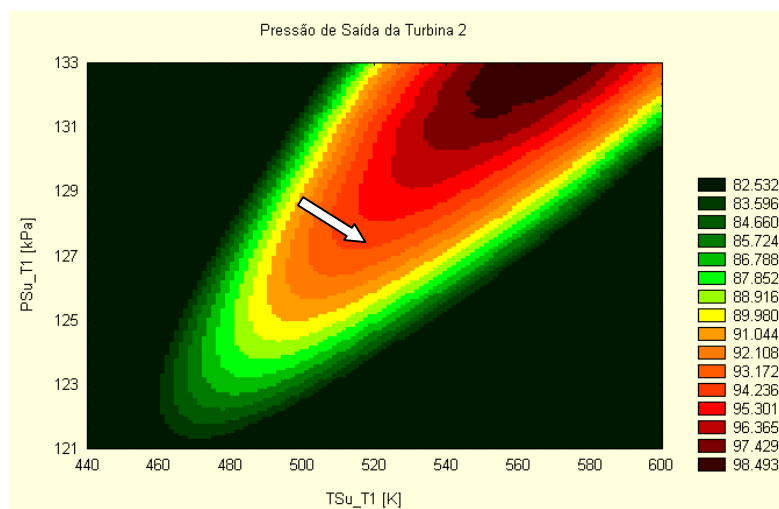


Figura 9. Pressão (kpa) de saída na turbina 2 (T2) em relação à pressão e temperatura dos gases na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna. Rot.T1 = 53.200 rpm.

A análise das figuras mostra que, a medida que a rotação aumenta, a faixa que determina as regiões de operação se tornam amplas, uma vez que as regiões escuras representam a divergência dos resultados com relação as curvas de operação das turbomáquinas.

Em termos de operação das turbomáquinas, espera-se que a temperatura de saída do ar deva ser da ordem de 273-278 K e a pressão de saída do ar deva ser maior que 92,4 kPa.

As Figuras (6) e (7) mostram que para a rotação de 50.000 rpm, e pelas necessidades acima expostas, que nenhum valor é coerente neste caso, pois as regiões mais escuras que representam a pressão acima da atmosférica (Fig. 5), representam no gráfico de temperaturas, valores acima 278 K (Fig. 6) que não condizem com as expectativas e aplicações do ciclo a ar.

As Figuras (8) e (9) mostram para a rotação de 53.200 rpm, as condições definidas por temperaturas entre 278 e 277 K (Fig.8) e pressões entre 93 e 98 kPa (Fig. 9), também podem representar pontos de operação das turbomáquinas que produzem um bom funcionamento do ciclo a ar, porém observa-se um aumento da pressão e temperatura de entrada na turbina 1 que torna inviável na prática a operação do motor Diesel usado no cenário das simulações.

Um outro fator limitante na simulações foi a vazão em massa de gases. A sua variação não foi possível porque o campo de convergência é muito restrito, e uma pequena variação de ordem centesimal tornam instável a simulação ultrapassando os limites de operação descritos pelas curvas das turbomáquinas.

5. Conclusão

O desenvolvimento deste trabalho possibilitou a compreensão da operação do ciclo de resfriamento a ar, além de fornecer condições ótimas de funcionamento do ciclo.

Através dos resultados gerados pelo programa foi possível determinar a operação do sistema que atenda as necessidades de projeto apesar das limitações de convergência em determinadas etapas do programa. Com base nos resultados, uma nova configuração para o sistema foi proposta, modificando as condições de entrada nos trocadores de calor ar-água (“Coolers”). Os resultados do programa mostraram que o ciclo a ar é viável desde que condições operacionais adequadas sejam especificadas e pode ser utilizado em aplicações que exigem temperaturas do ar de resfriamento entre 0 e 10 °C. Está em fase final a montagem de um resfriador protótipo para validação experimental deste ciclo, esperamos portanto em breve ter resultados reais da operação deste sistema de refrigeração.

6. Agradecimentos

À FAPEMIG (Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais) pelo auxílio financeiro à pesquisa, e montagem de bancada experimental.

7. Referências

van der Wekken, B. J. C. and van Gerwen, R. J. M., 1995, Cooling and Heating with the air cycle- The working principle and design of an air cycle refrigeration system, Air cycle seminar, TNO, Apeldoorn, Netherlands.

Kreith, Frank, 1973, Princípios da Transmissão de Calor, Ed. Edgard Blucher.

Najjar, Y. S. H., 2000, Gas turbine cogeneration systems: a review of some novel cycles. Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp.179-197.

Swift, W. L., Zagarola, M. V., Nellis, G. F., McCormick, J. A., Sixsmith, H. and Gibbon, J. A., 1999, Developments in Turbo Brayton technology for low temperature applications. Cryogenics, Vol. 39, pp.989-995.

MODELLING OF AN COGENERATION OPEN AIR CYCLE USING TURBOMACHINES OF UTILITIES ENGINES

Gleyzer Martins

Universidade Federal de Uberlândia - Faculdade de Engenharia Mecânica -Av. João Naves de Ávila 2160, Bloco 1M, Campus Santa Mônica – CEP 38400-089 – Uberlândia - MG
gleizerm@yahoo.com

Oscar Saul Hernandez Mendoza

Universidade Federal de Uberlândia - Faculdade de Engenharia Mecânica -Av. João Naves de Ávila 2160, Bloco 1M, Campus Santa Mônica – CEP 38400-089 – Uberlândia – MG
oscarhm@mecanica.ufu.br

Jaime Vilela de Resende

Universidade Federal de Uberlândia - Faculdade de Engenharia Mecânica -Av. João Naves de Ávila 2160, Bloco 1M, Campus Santa Mônica – CEP 38400-089 – Uberlândia – MG
jvresende@mecanica.ufu.br

Abstract. *This work presents the simulation of a cooling air cycle moved by exhaust gases of Diesel engines. The air cycle operation is made of the following way: The turbine of the first turbocompressor is moved by the exhaust gases of the Diesel engine and the work realized by this turbine is used to move the first compressor. This compressor have as purpose to compresses the air after the withdrawal of compression heat in a heat exchanger. After this, the air is expanded in the second turbine. The second turbine is coupled in a second compressor that it compresses the environment air that is introduced in the first compressor after the withdrawal of the compression heat. The compact heat exchangers, used to cool the compressed air in the compressors, operates with water providing of the urban installation. The water in the second heat exchanger, posterior to the last compression stage, suffer a precooling using cooled air obtained from the air cycle. The program generates data from the mass and energy balances, air properties and efficiencies in the various cycle stages, allowing to analyze the variations in the parameters that determine the air state conditions in the cycle and the equipment behavior submitted to the different operational strategies. In this calculations were used cycle thermodynamic equations resolutions considering air as an ideal gas, efficiencies and pressure ratio given by the turbomachines operation curves supplied by the manufacturer. This cooling system constitutes a cogeneration compact system that does not affect the environment and air cooling temperatures next to 0°C can be obtained in the cycle output.*

Keywords: *Turbocompressors, air cycle, precooling, cogeneration*