

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE VAPOR COM APROVEITAMENTO PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Adailson Morais da Silva, eng.adailson@gmail.com¹

Tiago Sousa dos Santos, tiago6876@gmail.com¹

Hugo Lima Moreira, hugolima@ufpi.edu.br¹

¹Universidade Federal do Piauí – Curso de Engenharia Mecânica, Campus Universitário Ministro Petrônio Portella, Bairro Ininga, Teresina – PI, CEP: 64049-550.

RESUMO: O Hospital Universitário da Universidade Federal do Piauí tem disponíveis duas caldeiras do modelo VRI – 1500 ECAL para a produção de vapor com uma potência térmica de 964.000 kcal/h cada, das quais são utilizadas 80% de sua potência, desse modo vemos a possibilidade de utilização do vapor em uma das referidas caldeiras para a geração de energia elétrica por meio de uma turbina para que assim possamos injetar a energia elétrica na rede. Considerando o acima exposto, o presente projeto tem como objetivo desenvolver e validar um algoritmo na plataforma EES – Engineering Equation Solver, de forma que conceba a modelagem termodinâmica de um sistema de geração de energia elétrica através de um ciclo de vapor realizado nas instalações industriais do HU da UFPI, com o intuito de constatar a viabilidade técnico-financeira de implantação do projeto para produção de energia elétrica. Concluímos que as caldeiras possuem uma capacidade muito baixa de produção de vapor e operam em pressões muito baixas devido ao modelo compacto. No entanto é possível a implantação de um sistema de geração com a presença de turbinas que operem em baixa pressão, no qual podemos utilizar 20% da sua produção de vapor para a turbina.

PALAVRAS-CHAVE: geração de energia, caldeiras, turbina a vapor, modelagem termodinâmica

ABSTRACT: *The University Hospital of the Federal University of Piauí has available two boilers of the VRI model - 1,500 ECAL for the production of steam with a heat rating of 964,000 kcal / h each, which are used 80 % of its power, thus we see the possibility of use of steam in one of these boilers to generate electricity through a turbine so we can inject the electricity network . Considering the above, this project aims to develop and validate an algorithm in the platform EES - Engineering Equation Solver, in order to devise the thermodynamic modeling of a system to generate electricity through a steam cycle performed in industrial installations UH of UFPI, with the goal to observe the technical and financial feasibility of implementing the project to produce electricity. We conclude that the boilers have a very low capacity to produce steam and operate at very low pressures due to the compact model. In the meantime it is possible to implanting a generating system in the presence of turbines operating at low pressure, which can utilize 20% of the steam production to the turbine.*

KEYWORDS: *power generation, boilers, steam turbines, thermodynamic modeling*

INTRODUÇÃO

As duas grandes áreas de aplicação da termodinâmica são a geração de potência e a refrigeração, ambas geralmente realizadas por sistemas que operam segundo um ciclo termodinâmico, assim este projeto se enquadra na primeira. Os dispositivos ou sistemas utilizados para produzir potência são chamados de máquinas térmicas e os ciclos termodinâmicos nas que elas operam são chamados de ciclos de potência.

Os processos que ocorrem nos sistemas de geração de potência são tão complicados que necessitam de idealizações para o desenvolvimento de modelos termodinâmicos tratáveis. Esses modelos frequentemente permitem deduções sobre como as variações nos principais parâmetros de operação afetam o desempenho real. Eles também fornecem cenários relativamente simples para a discussão acerca das funções e dos benefícios de algumas características destinadas a melhorar o desempenho global das plantas térmicas.

A grande maioria das instalações elétricas de geração consiste em variações das instalações de potência a vapor nas quais a água é o fluido de trabalho. Assim, pretende-se modelar um ciclo termodinâmico de Rankine para a geração de energia elétrica nos quais os componentes básicos são: a caldeira, a turbina a vapor, o condensador, a bomba de água de alimentação e o gerador elétrico. As modelagens termodinâmica e numérica serão realizadas em plataforma EES – Engineering Equation Solver, que é um software específico para este tipo de abordagem.

A partir dos dados coletados com a modelagem e a análise termodinâmica, fez-se um estudo da viabilidade técnica e econômica de implementação desta aplicação das instalações de vapor para subsidiar a tomada de decisão em realizar a referida ampliação. Igualmente fez-se necessária uma análise do ponto de vista termodinâmico para identificar pontos que ocorrem destruições e perdas energéticas e ordená-los segundo a sua importância.

Esse conhecimento é importante para dirigir nossa atenção para os aspectos do desempenho da planta

térmica que ofereçam as maiores oportunidades de melhorias por meio da aplicação de medidas práticas de engenharia. Porém, a decisão de adotar-se qualquer modificação especial é norteada por considerações econômicas que levem em conta tanto a economia no uso do combustível quando os custos decorrentes para obtê-la. Essa análise é obtida com a contribuição da Segunda Lei da Termodinâmica em conjunção com a análise exegética, permitindo uma melhor avaliação da magnitude da energia perdida em relação à energia total suprida sob a forma de insumo energético, permitindo ainda uma melhor medida da qualidade ou do desperdício do ponto de vista termodinâmico, assim, isto possibilita uma boa variável para definir a eficiência racional de um sistema térmico.

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Análise Termodinâmica

O ciclo de Rankine (Fig.1) é o ideal das usinas de potência a vapor, no qual o ciclo idealizado não envolve nenhuma irreversibilidade interna e consiste em quatro processos: compressão isentrópica em uma bomba; fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira; expansão isentrópica em uma turbina; rejeição de calor a pressão constante em um condensador conforme aparece na figura abaixo:

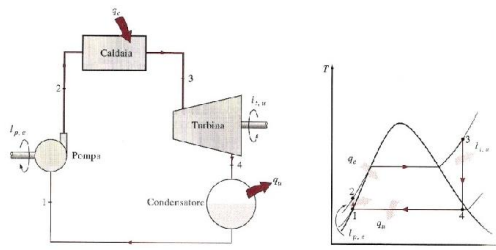


Figura 1. Ciclo de Rankine simples ideal (Çengel e Michael, 2007).

No primeiro processo do ciclo de Rankine, a água entra na bomba como líquido saturado e é comprimida até a pressão de funcionamento da caldeira. Já na caldeira, a água entra como líquido comprimido e sai como vapor superaquecido. O vapor d'água superaquecido sai da caldeira e entra na turbina onde ocorre uma expansão de forma isentrópica, produzindo trabalho. Nesse processo, a pressão e a temperatura de vapor caem. O fluido nesse ponto do ciclo é uma mistura de líquido e vapor saturado, passando por último por um condensador a pressão constante rejeitando calor para a vizinhança. A água deixa o condensador como líquido saturado e entra na bomba, recomeçando o ciclo.

O dimensionamento dos componentes do ciclo envolve os princípios básicos da termodinâmica: conservação da massa, primeira lei da termodinâmica (conservação da energia) e segunda lei da termodinâmica. Tomado como hipóteses que o processo ocorra em regime permanente, as energias cinéticas e potenciais são desprezíveis, a conservação da massa e as leis da termodinâmica para

um volume de controle são representadas, respectivamente, por:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (2)$$

$$\dot{S}_{ger,vc} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{vc,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (3)$$

Onde: \dot{m}_e e \dot{m}_s - Fluxos de massa que entram e saem do volume de controle; $\sum \dot{m} h$ - Taxas de entalpia que entram e saem com os fluxos de massa no volume de controle; \dot{Q}_{vc} - Taxa de transferência de calor para o volume de controle;

\dot{W}_{vc} - Potência referente ao volume de controle; $\dot{S}_{ger,vc}$ - Taxa de entropia gerada no volume de controle; $\sum \left(\frac{\dot{Q}_{vc,j}}{T_j} \right)$ - Taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor; $\sum \dot{m} s$ - Taxas de entropia que entram e saem com os fluxos de massa no volume de controle.

O nosso projeto consiste num ciclo básico de Rankine, porém com uma divisão na vazão que sai da caldeira, sendo que parte é simulada na utilização do H.U e parte na produção de potência por parte da turbina, como mostraremos adiante.

Energia

A análise de energia do ciclo de Rankine nos quatro componentes (a bomba, a caldeira, a turbina e o condensador), que são dispositivos com escoamento em regime permanente, todos os processos que formam o ciclo de Rankine podem ser analisados como processos com escoamentos em regime permanente. As variações de energia cinética e o potencial do vapor são pequenos em relação ao trabalho e à transferência de calor que em geral são desprezadas. Portanto, a equação base de energia aplicada a um dispositivo com escoamento em regime permanente por unidade de massa de vapor se reduz a:

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = h_e - h_s \quad (4)$$

Onde: q_e - é a quantidade de calor fornecido pela caldeira [kJ/kg]; q_s - é a quantidade de calor rejeitado pelo condensado [kJ/kg]; w_e - é o trabalho fornecido pela bomba [kJ/kg]; w_s - é o trabalho gerado pela turbina [kJ/kg]; h_e - é a entalpia que entra [kJ/kg]; h_s - é a entalpia que sai [kJ/kg];

Na caldeira e no condensador não envolvem nenhum trabalho, e considera-se que a bomba e a turbina sejam isentrópicas. Com essa hipótese podemos desenvolver as equações de conservação da energia aplicada a cada dispositivo do ciclo:

$$w_{bomba,e} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

$$q_e = h_3 - h_2 \quad (6)$$

$$w_{turbina,s} = h_3 - h_4 \quad (7)$$

$$q_s = h_4 - h_1 \quad (8)$$

Na bomba Eq.(5) e na turbina Eq.(7) tomamos como hipótese que ($q = 0$) e na caldeira Eq.(6) e no condensador Eq.(8) consideramos que ($w = 0$).

A eficiência térmica do ciclo de Rankine é determinada por:

$$\eta = \frac{W_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} \quad (9)$$

Onde o trabalho líquido se reduz a:

$$W_{liq} = q_e - q_s = w_{turbina,s} - w_{bomba,e} \quad (10)$$

Ciclo Real de Rankine

As diferenças entre o ciclo de Rankine idealizado e o real ocorrem por conta das irreversibilidades presentes nos componentes do ciclo, como o atrito do fluido e as perdas de calor para a vizinhança. O primeiro causa queda de pressão na caldeira, no condensador e nas tubulações de forma que o fluido sai da caldeira a uma pressão mais baixa do que entra, assim como entra na caldeira a uma pressão também mais baixa do que sai dela. Já as perdas de calor para a vizinhança são verificadas à medida que o fluido escoar no ciclo, exigindo maior energia de entrada para manter o mesmo nível de potência líquida produzida.

As irreversibilidades na bomba e na turbina exigem uma atenção maior, isto porque a bomba exige um consumo maior de trabalho para elevar a pressão e a turbina produz menos trabalho, justamente por conta das irreversibilidades presentes. Nos processos ideais, o escoamento através destes dispositivos é isentrópico, e este desvio entre a bomba, a turbina real e os isentropicos pode ser calculado utilizando as eficiências isentrópicas seguintes:

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2r} - h_3} \quad (11)$$

$$\eta_{turbina} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad (12)$$

Onde os estados $2s$ e $4s$ são os estados correspondentes ao caso isentrópico para a bomba e a turbina, respectivamente, e $2r$ e $4r$ são os estados reais de saída dos componentes.

Com base no ciclo teórico podemos obter valores bem próximos do real fato que facilita a análise do sistema.

Exergia

Exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e um ambiente. Conforme Moran e Shapiro (2008), o sistema entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto). O estado morto é aquele em que as condições de equilíbrio mecânico e térmico são satisfeitos. Os valores para T_0 e P_0 adotados são: $T_0 = 298,15$ K e $P_0 = 101,3$ kPa.

Segundo Bejan *et al.* (1996), a exergia de um sistema qualquer pode ser dividida em quatro componentes: exergia física, exergia potencial, exergia cinética e exergia química. De acordo Szargut *et al.* (1988), a exergia específica total é composta pela exergia física. Desconsiderando variações de energia cinética e potencial, a exergia física específica de um fluxo é calculada com base num estado de equilíbrio restrito ao ambiente (T_0, P_0) é dado por:

$$ex_{fis} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (13)$$

Onde: ex_{fis} – é a exergia física [kJ/kg]; h – é a entalpia associada ao fluxo de matéria [kJ/kg]; h_0 – é a entalpia associada ao estado de equilíbrio com o ambiente (estado de referência) [kJ/kg]; T_0 – é a temperatura de referência [K]; s – é a entropia associada ao fluxo de matéria [kJ/kg]; s_0 – é a entropia associado ao estado de equilíbrio com ambiente (estado de referência) [kJ/kg];

Para uma solução ideal de substâncias puras, a exergia química é dada por Szargut *et al.* (1988):

$$\bar{ex}_{qui} = \sum_k x_k \bar{ex}_{qui,k} + \bar{R}T_0 \sum (x_i \ln x_i) \quad (14)$$

Segundo Kotas (1980), uma das principais vantagens da análise exérgica é que ela oferece meios para se calcular numericamente as irreversibilidades associadas aos processos. A irreversibilidade (\dot{I}) em um processo ou componente que pode ser calculada de duas maneiras, a primeira é pelo teorema de Gouy-Stodola;

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger,vc} \quad (15)$$

Onde: T_0 - é a temperatura do meio ambiente; $\dot{S}_{ger,vc}$ - é a produção de entropia obtida a partir de um balanço de entropia no volume de controle.

A segunda é pela combinação da primeira e da segunda lei da termodinâmica permite estabelecer o balanço de exergia, e possibilita calcular as irreversibilidades nos processos. Para um processo em regime permanente, a irreversibilidade gerada em um processo é dada por:

$$\dot{I} = \sum \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s \quad (16)$$

Onde: ex_e - Exergia específica na entrada do volume de controle; ex_s - Exergia específica na saída do volume de controle; T_j - Temperatura superficial do volume de controle; T_0 - Temperatura do estado morto; \dot{I} - Taxa de irreversibilidade no volume de controle.

Os vários fluxos que interagem com o volume de controle podem ser na forma de trabalho, de calor ou de matéria. Pode-se ver pela Eq. (15) que a irreversibilidade é sempre maior ou igual a zero, sendo igual a zero para processos reversíveis e maior que zero para processos irreversíveis.

O Trabalho é considerado exergia na sua forma pura. Já a exergia associada a um fluxo de calor é dada por:

$$\dot{Ex}^Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (17)$$

Uma vez que o trabalho que seria realizado por uma máquina térmica reversível opera entre dois reservatórios (um a temperatura T onde se dá a transferência de calor \dot{Q} e outra a temperatura T_0).

Eficiência exérgicas

Para Moran e Shapiro (2008), a eficiência exérgica é conhecida como eficiência da segunda lei. É definida por Tsatsaronis (1993) como a porcentagem da exergia do insumo de um componente que pode ser encontrado na exergia do produto. Assim, segundo Gomes (2001), o insumo exérgico demonstra os recursos líquidos que foram aplicados para se produzir os produtos, uma vez que o produto mostra o resultado esperado produzido no sistema, devendo ser coerente com o propósito pelo qual se contraiu e se gastou no sistema. A eficiência exérgica pode ser definida tanto como significativo do ponto de vista termodinâmico como do econômico. A eficiência exérgica pode ser dada pelas seguintes equações:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{xp}}{\dot{E}_{xf}} \quad (18)$$

ou

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{xp} - \dot{I}}{\dot{E}_{xf}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{E}_{xf}} \quad (19)$$

Onde: η_{ex} - é a eficiência exérgica; \dot{E}_{xp} - é a exergia do

produto; \dot{E}_{xf} - é a exergia do insumo; $\frac{\dot{I}}{\dot{E}_{xf}}$ - é a exergia destruída devido às irreversibilidades no volume de controle. Como a eficiência exérgica é deduzida por meio do balanço de da taxa de exergia, define-se as equações dos componentes usuais do ciclo como: turbina, bomba e trocador de calor sem mistura, considerando que o volume de controle opere em regime permanente e que não exista qualquer transferência de calor entre o volume de controle e sua vizinhança.

$$\eta_{EX_{Turbina}} = \frac{\dot{W}_{vc} / \dot{m}}{ex_{f1} - ex_{f2}} \quad (20)$$

$$\eta_{EX_{Bomba}} = \frac{ex_{f1} - ex_{f2}}{(-\dot{W}_{vc} / \dot{m})} \quad (21)$$

$$\eta_{EX_{Trocador}} = \frac{\dot{m}_c (ex_{f4} - ex_{f3})}{\dot{m}_h (ex_{f1} - ex_{f2})} \quad (22)$$

Onde: \dot{W}_{vc} / \dot{m} - é o trabalho gerado pela turbina; ex_{f1} e ex_{f2} - é a exergia de entrada e saída do dispositivo; \dot{m}_c e \dot{m}_h - é a vazão mássica de corrente fria e quente.

Análise Financeira

A função desta análise é fornecer os elementos para a compreensão das alternativas do projeto em função do lucro e da rentabilidade. Dentre esses elementos, destacam-se os seguintes conceitos: *investimento inicial*, este se refere à inclusão dos preços de todos os equipamentos e dos materiais envolvidos no projeto, assim como custos adicionais referentes a ele (Balestieri, 2002); *retorno do investimento* - refere-se aos retornos que devem ou são realizados durante a vida útil de operação (Villa, 2011); *vida útil econômica* - relacionado ao melhor tempo em que se pode utilizar de forma satisfatória um equipamento; *preço* - valor monetário associado a uma mercadoria ou serviço; *custo* - medida monetária dos sacrifícios financeiros com os quais uma organização, uma pessoa ou um governo têm de enfrentar a fim de alcançar seus objetivos, utilizados na aquisição de outros bens ou serviços (Villa, 2011).

Dentro do custo de investimento inicial temos os custos de aquisição de equipamentos, de geração de energia elétrica, de mão-de-obra, de instalações específicas do edifício e acrescentar-se-á a esse valor os custos de operação e de manutenção, que correspondem tanto para o funcionamento contínuo do projeto como para a manutenção e o bom funcionamento dele. Portanto, o investimento inicial pode ser definido como:

$$Inv_{inicial} = \sum_{i=1}^n Custos(i) \quad (23)$$

O tempo de retorno do capital investido – Payback – também representa uma forte variável na análise econômica de um projeto, pois determina o tempo em que a soma das receitas provenientes de determinado projeto reproduz o total da verba investida para a implantação. É definido como:

$$Payback = \frac{Inv_{inicial}}{R_{inv}} \quad (24)$$

Onde: R_{inv} é a receita líquida totalizada para o número de anos do investimento (R\$/ano).

METODOLOGIA

O projeto é um estudo teórico de cada componente do ciclo de Rankine e também possui um levantamento de todos os parâmetros que podem interferir na simulação dele. Dados como a temperatura ambiente, o catálogo de equipamento e a frequência de uso e consumo de água quente e vapor foram recolhidos para serem utilizados nas simulações realizadas no software de solução de sistemas de equações não-lineares Engenharia Equation Solver (EES), onde fizemos a simulação do ciclo e obtivemos os resultados para análise.

A modelagem do ciclo foi feita com base num possível ciclo de Rankine de utilização do H.U. como mostra a Figura 2 baixo.

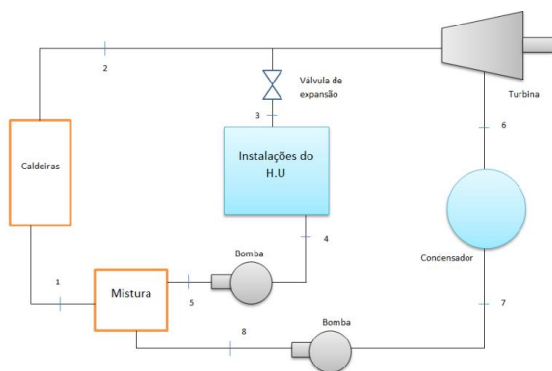


Figura 2 - Esquema do ciclo térmico utilizado na modelagem do sistema térmico do H.U.

Nesse ciclo temos uma vazão de vapor que sai da caldeira e se divide entre a porção que será utilizada no H.U. e a porção para geração de potência. O nosso estudo se concentra nessa geração de potência. Para tal se considerou a utilização das duas caldeiras simultaneamente e uma turbina de Modelo: N5.4-0.88 (Base Solida Energia). Os dados referentes tanto à

pesquisa dos valores de entrada como os obtidos com a simulação encontram-se no tópico de Resultados.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Em uma visita técnica realizada ao Hospital Universitário da Universidade Federal do Piauí constatamos a existência de duas caldeiras que estão sendo utilizadas para a alimentação dos equipamentos citados na Tab. 3. Verificamos a um consumo de vapor por parte dos equipamentos. Inicialmente, no setor de lavagem encontra-se um total de duas lavadoras instaladas, todas fabricadas pela empresa Maltec. Nessas lavadoras é possível o uso tanto de água quente quanto de vapor, dependendo da operação selecionada. Ainda na lavanderia, existe um conjunto de duas secadoras, todas fabricadas pela empresa Maltec. Por fim, tem-se uma calandra (fabricada pela empresa Lavatec) responsável pela etapa de acabamento.

Na cozinha, encontra-se uma operação que requer um menor fornecimento de vapor. Apenas uma linha de pequena bitola foi instalada sendo que tal linha conduz vapor para um local que possui quatro painéis a vapor de 100L. Tais painéis são - pela construção observada - do tipo “caldeirão a vapor direto autoclavado” como o modelo CVD-100-AC produzido pela Alja Cozinhas Industriais. Conforme informações obtidas junto ao fabricante, esses equipamentos apresentam os seguintes consumos nominais de vapor e de água quente mostrados na Tabela 3.

Observamos que as caldeiras modelo VRI – 1500 ECAL Tab. 1, conforme informações obtidas junto ao fabricante, são caldeiras compactas. Percebemos que seria possível a aplicação de uma turbina de baixa pressão que se adequasse a esses parâmetros, assim, fizemos uma pesquisa e encontramos uma turbina de baixa pressão (Modelo: N5. 4-0.88) fabricada pela empresa Shandong Qingneng Power Co. Ltda. e representada no Brasil pela Base Sólida Energia, que apresenta as características adequadas para implantação, tendo em vista a baixa pressão de operação (9kgf/cm). A Tabela 2 contém os dados da turbina e o resultados que conseguimos obter com ela no ciclo e, a Tabela 1 apresenta os dados de uma das caldeiras do ciclo.

Tabela 1. Dados da caldeira - Modelo VRI – 1500 (ECAL)

CARACTERÍSTICA S	UNIDADE S	MODEL O - VRI-1500
Potência térmica	kcal/h	963.000
Produção de vapor	20°C	Kg/h
	80°C	Kg/h
Consumo de combustível	Diesel	l/h
Saída do vapor	Pol.	2.1/2
Pressão de saída	kgf/cm ²	9

Tabela 2. Dados da Turbina - Modelo: N5.4-0.88(Base Solida Energia)

Potência (kW)		56,97
Parâmetros de Entrada	Press.(kgf/cm ²)	9.0
	Vazão (kg/h)	904
Pressão de Exaustão (kgf/cm ²)		0.110
Rotação (RPM)		9540L/3000R

Tabela 3. Dados dos equipamentos que utilizam o vapor das caldeiras

Quant.	Equipamentos	Consumo Vapor	Total
1	Calandra vapor (Lavatec)	52[kg/h]	52[kg/h]
2	Lavadora Horizontal com Barreira (Maltec)	1000[kg/h]	2000 [kg/h]
2	Secador Rotativo(Maltec)	120[kg/h]	240 [kg/h]
4	Painéis de pressão (Alja)	26[kg/h]	104[kg/h]
TOTAL			2396[kg/h]

A simulação do ciclo térmico apresentado na Metodologia é resumida nos valores de cada ponto do ciclo conforme a Figura 3.

Sort	1	2	3	4	5	6
	T ₁ [C]	P ₁ [kPa]	h ₁ [kJ/kg]	s ₁ [kJ/Kg°K]	ex ₁ [kJ/kg]	
[1]	45	900	189,2	0,6381	2,973	
[2]	175,4	900	1411	3,585	340,5	
[3]	143,6	400	1411	3,711	302,5	
[4]	143,6	400	604,9	1,777	76,86	
[5]	143,7	900	605,5	1,777	77,43	
[6]	45,82	10	1185	3,762	60,85	
[7]	45,82	10	191,8	0,6493	2,278	
[8]	45,88	900	192,9	0,6498	3,187	

Figura 3 - Tabela de propriedades ponto a ponto do ciclo de Rankine modelado para o H.U.

A Figura 3, retirada do próprio EES, apresenta dados importantes para nossa análise, por exemplo, a temperatura máxima do ciclo que não passa de 175,4 °C extraída do ponto 2, representa a saída da caldeira. Isso se justifica pela baixa pressão de operação da caldeira, consequentemente produzindo pouca potência térmica. O dado principal retirado da simulação foi a potência produzida igual a 56,97 kW, e para tal, consome 124,1 litros de diesel por hora que corresponde aproximadamente a R\$ 285 por caldeira, totalizando R\$ 570 por hora de funcionamento das duas caldeiras. O referido valor a se pagar pela produção de energia elétrica produzida pelo ciclo, cujo preço a se pagar por 56,97kW na Companhia Energética do Piauí é de R\$18,56. O custo do 1kWh da referida companhia custa o equivalente R\$ 0,32573.

A eficiência do ciclo é dada pela Eq. 9 mostrada anteriormente. Por meio do cálculo do EES encontrado, o trabalho líquido é a soma de todos os trabalhos

calculados e possui o valor do calor utilizado pelo processo como sendo a diferença entre o calor fornecido pelas caldeiras e o calor perdido no condensador assim, encontramos a eficiência do ciclo $\eta_{ciclo} = 44,5\%$.

CONCLUSÃO

O Hospital Universitário da UFPI- HU embora apresente uma nova e grande instalação do setor de Hospitalar no estado do Piauí, pode produzindo de forma independente e de forma econômica energia elétrica, mas ainda apresenta algumas dificuldades na obtenção de alguns dados referentes à estrutura. Isto foi notado ao longo das visitas feitas à instalação e com as pesquisas realizadas com os fabricantes dos equipamentos utilizados na linha de vapor, e, através da necessidade do levantamento de algumas hipóteses para a realização deste trabalho.

Atualmente o HU compra sua própria energia, seu vapor é utilizado apenas para suas necessidades. As duas caldeiras produzem 3000 Kg/h de vapor, posto que apenas 80% dele são utilizados. Assim, o restante do vapor pode ser usado para alimentar a turbina acoplada a um gerador.

A análise feita mostrou que os valores das potências encontradas são adequados para a implantação do sistema de geração. A única discrepância que encontramos em relação aos valores obtidos nas caldeiras compactas foi o fato de que elas apresentam uma capacidade muito reduzida de produção de vapor e que operam em baixas pressões, mas mesmo assim a simulação mostrou uma eficiência energética muito boa para turbinas de baixa pressão. Constatamos, ainda, a implementação de uma turbina de baixa pressão e uma eficiência energética. Com essa eficiência vimos como o ciclo se mostra financeiramente viável a sua aplicação.

REFERÊNCIAS

- Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., 1996, "Thermal design & optimization", New York: John Wiley & Sons, p.542.
- Balestiere, P. J. A., Cogeração. "Geração combinada de eletricidade e calor". 1. ed. Florianópolis, Santa Catarina, 2002.
- Ecal. "Caldeiras Horizontais". Sena Ecal Equipamentos e Instalações Ltda. Disponível em: <<http://ecal.com.br/categorias-produtos/caldeiras-horizontais/vri-caldeira-geradora-de-vapor-compacta>>. Acesso em: 27 fev. 2014.
- Kotas, T. J., 1980, "Exergy concepts for thermal plant. International Journal of Heat and Fluid Flow", v.2, n.3, p. 105-114.
- Moran J. M., Shapiro N. H., 2008, "Princípios de termodinâmica para engenharia", 5 ed., LTC Ed., São Paulo, Brasil.
- Power S. Q., "Turbinas a Vapor de Condensação". Base Sólida Energia. Disponível em: <<http://www.basesolidaenergia.com.br/Turbinas-a>>

- Vapor-de-Condensacao.php>. Acesso em: 27 fev. 2014.
- Szargut J., Morris, D. R. and Steward, F. R., 1988, "Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process", New York: Hemisphere Publishing Corporation, 332 p.
- Tsatsaronis, G. Thermo economic analysis and optimization of energy systems. "Progress in Energy and Combustion Science", v.19, p.222-257. 1983.
- Tsatsaronis, G., Winhold, M. Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants-I: a new general methodology. "Energy", v.10, n.1, p.69-80. 1985.
- Tsatsaronis, G. Exergoeconomic: is it only a new name?. "Chemical Engineering Technology", v.19, p.163-169.1996.
- Villa, A. A. Ochoa. "Introdução à análise de sistemas de refrigeração por absorção". Ed. Universitária da UFPE, Recife, 2011.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.