

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Projeto de um sistema energético, integrado e
autônomo, de uma instalação de médio porte**

José Alberto Raimundo Paulo

Leandro Monteiro Missato

Orientador: Prof. Dr. Eitaro Yamane



São Paulo

2003

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Projeto de um sistema energético, integrado e
autônomo, de uma instalação de médio porte**

**Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de graduação em engenharia**

**José Alberto Raimundo Paulo
Leandro Monteiro Missato**

Orientador: Prof. Dr. Eitaro Yamane

**Área de concentração:
Engenharia Mecânica**

São Paulo

2003

Sumário

1-Objetivo	2
2-Introdução	2
3-Apresentação das Instalações	3
3.1-Restaurante Central do COSEAS	3
3.2-Hospital Universitário	4
4-Turbina a Gás	11
4.1-Introdução	11
4.2-Projeto Teórico	12
5-Ciclo Vapor	22
5.1-Introdução	22
5.2-Projeto Teórico	23
5.3- Utilização da capacidade ociosa da caldeira	26
5.4-Caldeiras Adicionais	27
5.5-Sistemas Existentes no Mercado	28
6-Ciclo Otto (Motores de Ignição por Centelha)	30
6.1-Introdução	30
6.2-Projeto Teórico	31
7-Célula a Combustível	33
7.1-Introdução	33
7.2-Projeto Teórico	34
8-Discussão dos Resultados	37
9-Conclusão	38
10-Bibliografia	39

1. Objetivo

A engenharia está sempre preocupada em determinar a melhor solução seja no âmbito financeiro ou ecológico. Portanto este trabalho tem por objetivo fazer uma análise dos principais recursos energéticos para alimentação de uma instalação de médio porte. O estudo foi focado na escolha da melhor opção, no que diz respeito ao melhor aproveitamento dos recursos ambientais, deixando de lado o ponto de vista econômico-financeiro.

As instalações que foram consideradas, inicialmente em nossos estudos, são o refeitório COSEAS e o hospital universitário, ambos no campus da Cidade Universitária.

Quaisquer equipamentos necessários para geração de energia elétrica e térmica são considerados, dentre eles, turbinas a gás e a vapor, caldeiras, ciclos de refrigeração, células a combustível.

2. Introdução

O estudo de diversas alternativas de geração de energia na engenharia mecânica tem grande importância para encontrar a melhor solução para uma cada aplicação. Para reconhecer qual a melhor opção para tal aplicação, faz-se um estudo geral dos recursos energéticos disponíveis no momento para uma certa planta, identificando os pontos favoráveis e desfavoráveis.

Até a um tempo atrás a tecnologia da célula a combustível era vista apenas em protótipos com custos altíssimos, já atualmente existem diversas empresas empenhadas na pesquisa da célula e conseguindo ótimos resultados. A concorrência e a ansiedade de entrar logo nesse mercado fez as empresas desenvolverem uma variedade de modelos e faixas de potência, sem falar no custo, que tende a baixar a cada ano.

O uso de ciclo de refrigeração por absorção é uma tecnologia antiga, porém pouco difundida devido a sua limitada aplicação. Ela é muito útil na cogeração, quando se tem calor rejeitado de algum processo. Esse calor é praticamente toda a força motriz do ciclo.

Dos equipamentos de potência mais utilizados podemos citar as turbinas a gás e a vapor, e motores de combustão interna. Preocupada com a poluição a engenharia era receosa em tirar grandes proveitos desses equipamentos. No entanto com a praticidade do gás natural, e ainda pelo fato de ser pouco poluente, a utilização de turbinas e motores de combustão interna tende a ser maior.

3. Apresentação das instalações

Foram escolhidos um restaurante e um hospital, duas instalações distintas, de modo que fossem acessíveis, e que ainda pudessem ser alvo da aplicação desse trabalho. Nada melhor do que no próprio campus da Cidade Universitária para desenvolver esse trabalho.

3.1. Restaurante Central do COSEAS

O restaurante localizado na quadra do CRUSP, dispõem de energia elétrica fornecida pela concessionária de energia elétrica da cidade de São Paulo, e GLP fornecido pela Ultragás para obtenção de energia térmica através de caldeiras.

3.2. Hospital Universitário

3.2.1. Demandas energéticas

A. Elétrica

O sistema de energia elétrica do HU não possui um controle quanto ao consumo próprio. Os transformadores são alimentados diretamente da rede da USP e a equipe de engenharia do hospital nunca fez o levantamento do consumo já que não existe uma cobrança financeira por parte da Eletropaulo que incida diretamente sobre essa instalação.

B. Vapor

A demanda de vapor do hospital foi calculada com base nas medições da equipe de engenharia. O valor que foi informado foi o seguinte:

Vazão de vapor: 1700kg/h

Pressão: 8kgf/cm²

Temperatura: 250°C

Com base nesse dados, é possível calcular a demanda térmica de vapor em KW:

Vazão de vapor: 0,47 kg/s

Estado de entrada da água na caldeira:

Temperatura: 25 °C
Pressão: 8 kgf/cm²

} 105.5 kJ/kg

Estado de saída da água na caldeira:

Temperatura: 250 °C
Pressão: 8 kgf/cm²

} 2950.3 kJ/kg

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_e)$$

$$= 1387 \text{ KW}$$

Detalhando as demandas pelo economizador, evaporador e superaquecedor da caldeira, temos:

Condições da água na entrada da caldeira:

$$T = 25^\circ\text{C}; p = 8 \text{ kgf/cm}^2; h_i = 105.5 \text{ kJ/kg}$$

Condições da água na saída da caldeira:

$$T = 250^\circ\text{C} ; p = 8 \text{ kgf/cm}^2; h_4 = 2950.4 \text{ kJ/kg}$$

Estados intermediários:

$$h_3 = 2767.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 720.9 \text{ kJ/kg}$$

Vazão total: 0,47kg/s

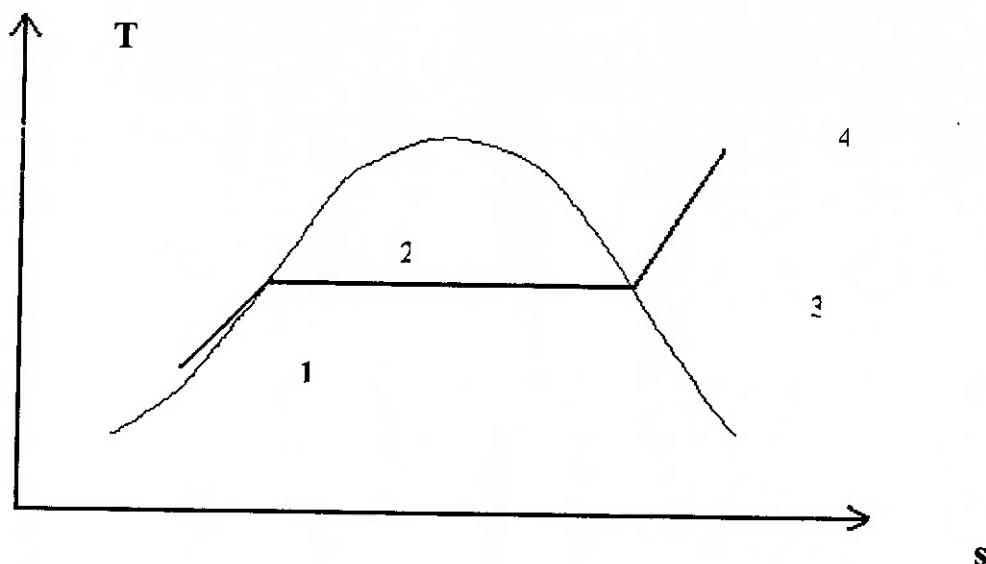


Figura 1- Gráfico T-s da caldeira

No economizador:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$= 289.23 \text{ kW}$$

No evaporador:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

$$= 961.9 \text{ kW}$$

No superaquecedor:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

$$= 85.9 \text{ kW}$$

C. Ar-condicionado (Sistema de absorção)

Considerando o ciclo de absorção ilustrado abaixo, e sabendo que a potência que deve ser retirada do ambiente vale 545 kW, podemos tirar a quantidade de calor que é preciso para fazer o ciclo funcionar.

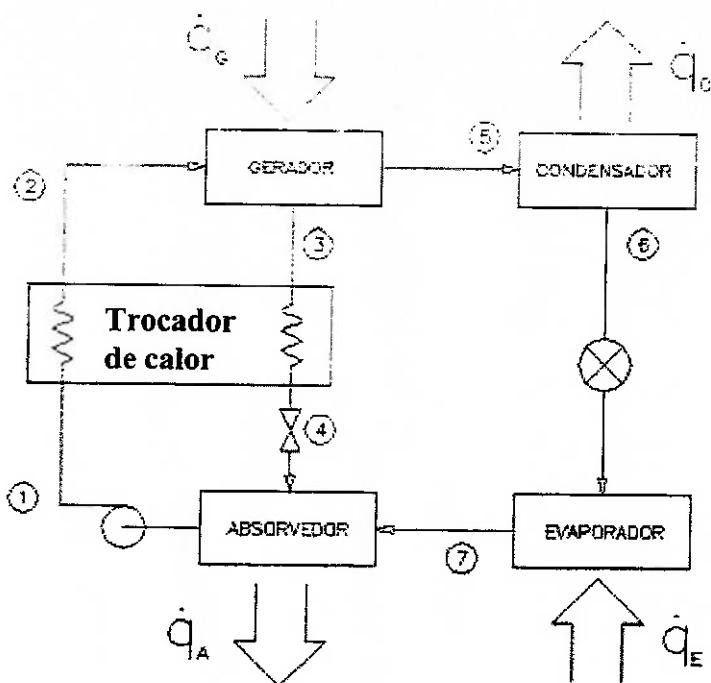


Figura 2- Ciclo de Absorção

A função do trocador de calor é a de elevar a temperatura da solução que chega no gerador através do fluxo de solução “fraca” mais quente. Dessa forma o coeficiente de eficácia aumenta, pois a quantidade de calor q_G é menor do que sem o trocador.

Cálculo do fluxo mássico \dot{m}_6 :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (1)$$

Admitindo que somente fluxo de água circula pelo condensador e evaporador, temos:

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_5 x_5 \quad (2)$$

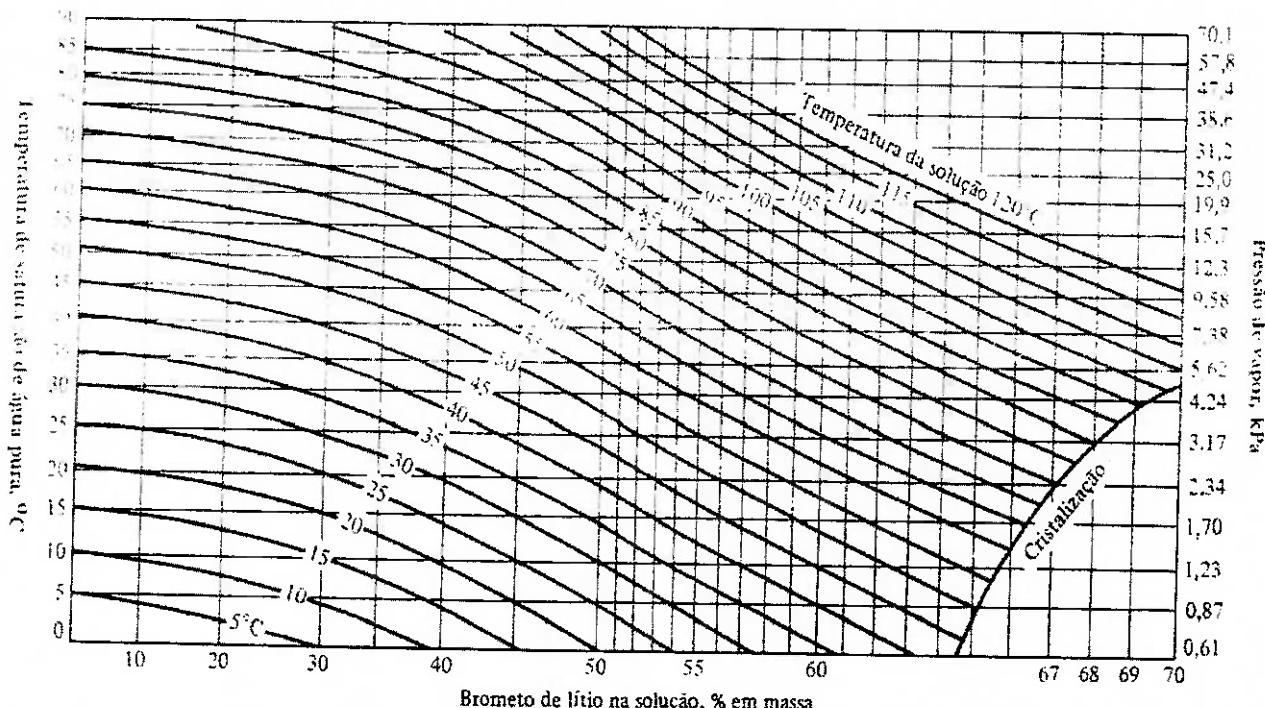


Figura 3- Diagrama Temperatura e Pressão da Água x Concentração de LiBr.

Onde x_2 , x_3 e x_5 são as porcentagens de Brometo de Lítio na solução. Ainda

com x_5 igual a zero (admitindo que somente água passa pelo condensador), e x_2 e x_3 podendo ser obtidos do gráfico acima:

$$x_2 = 0,500$$

$$x_3 = 0,665$$

Substituindo (2) em (1), vem:

$$\dot{m}_1 \left(1 - \frac{x_2}{x_3} \right) = \dot{m}_6$$

Mas temos a potência que é retirada do ambiente pela água no evaporador ($q_E=545\text{ kW}$):

$$\dot{m}_6 = \frac{q_E}{(h_7 - h_6)} = 0,228\text{ kg/s}$$

Com $h_7=2520,0\text{ kJ/kg}$ (entalpia do vapor d'água saturado a 100°C) e $h_6=167,5\text{ kJ/kg}$ (entalpia da água líquida saturado a 40°C).

Assim:

$$\dot{m}_1 = 1,004\text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 0,772\text{ kg/s}$$

Do gráfico abaixo, entalpia da solução versus porcentagem de brometo de lítio na solução, entrando com o valor 50% de LiBr a 52°C , tiramos:

$$h_2 = -120\text{ kJ/kg}$$

e se entrarmos com 50% de LiBr a 30°C (temperatura do absorvedor) tiramos:

$$h_1 = -170\text{ kJ/kg}$$

E podemos calcular o calor trocado no trocador:

$$q = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = 1,004(-120 - (-170)) = 50,2\text{ kW}$$

Desde que a mesma taxa precisa ser fornecida pelo fluxo 3-4, temos:

$$q = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \Rightarrow h_4 = h_3 - \frac{q}{\dot{m}_3} \Rightarrow h_4 = -117\text{ kJ/kg}$$

Onde $h_3=-52\text{ kJ/kg}$ entalpia da solução a 100°C concentrada em 65% LiBr.

E se voltarmos à figura acima entrando com 66,5% de LiBr e h_4 temos uma temperatura de $T_4 = 65^\circ\text{C}$.

O cálculo do calor necessário no gerador fica:

$$q_g = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_2h_2 = 690,5\text{ kW}$$

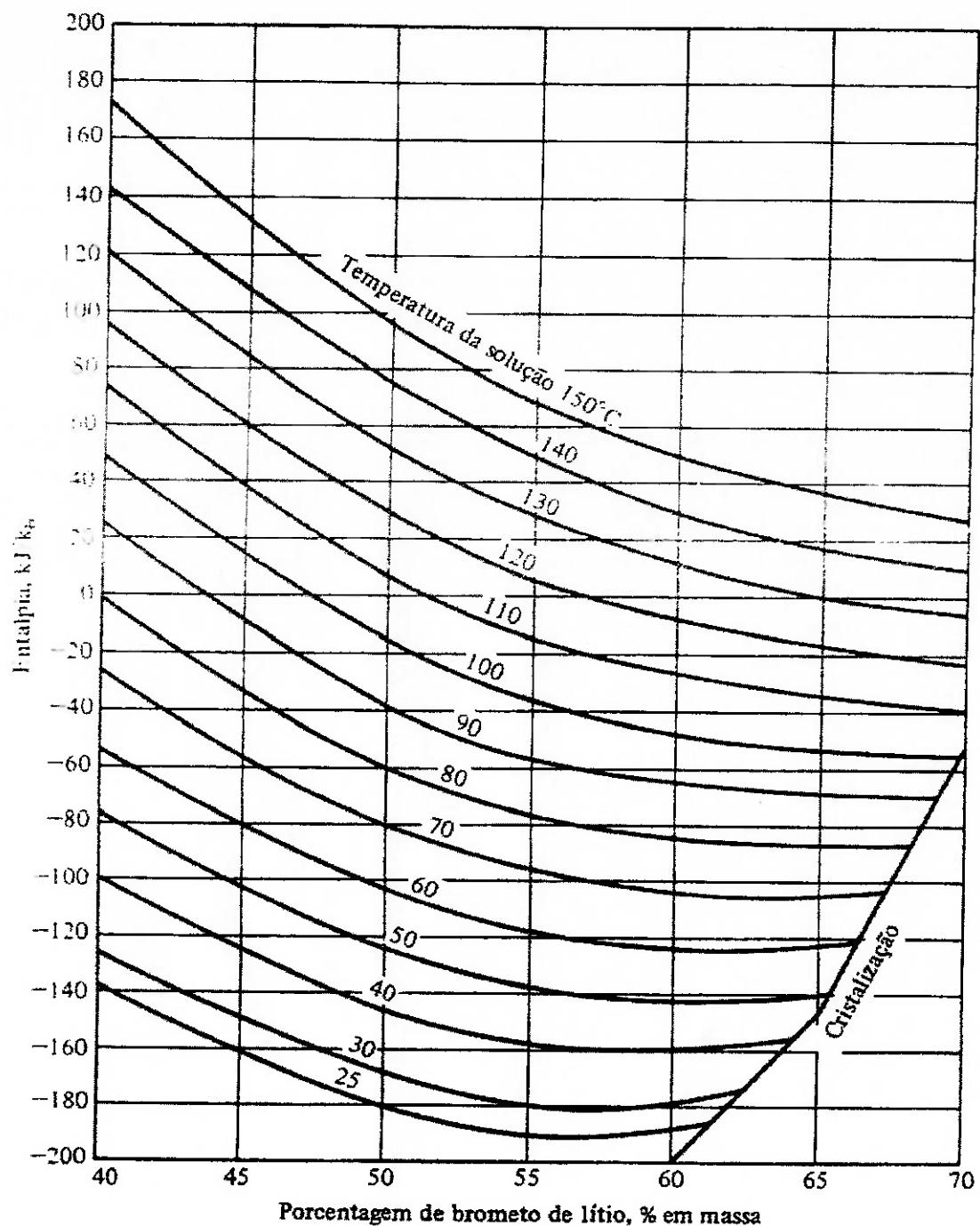


Figura 4- Diagrama Enthalpia x Concentração de LiBr

4. Turbinas a gás

4.1. Introdução

As turbinas a gás são equipamentos cujo desenvolvimento vem da década de 40 basicamente dentro da indústria aeronáutica (aviões a jato chegaram a entrar em operação no final da segunda guerra). Na década de 50 as turbinas aeronáuticas foram modificadas para uso industrial, recebendo a denominação de aeroderivadas. Paralelamente foram desenvolvidas turbinas para uso específico na área industrial, sendo classificadas como turbinas industriais ("heavy duty").

Uma turbina a gás é dividida basicamente em 5 partes: Exaustão, Turbina propriamente dita, câmara de combustão, compressor e o eixo de saída (Fig. 5).

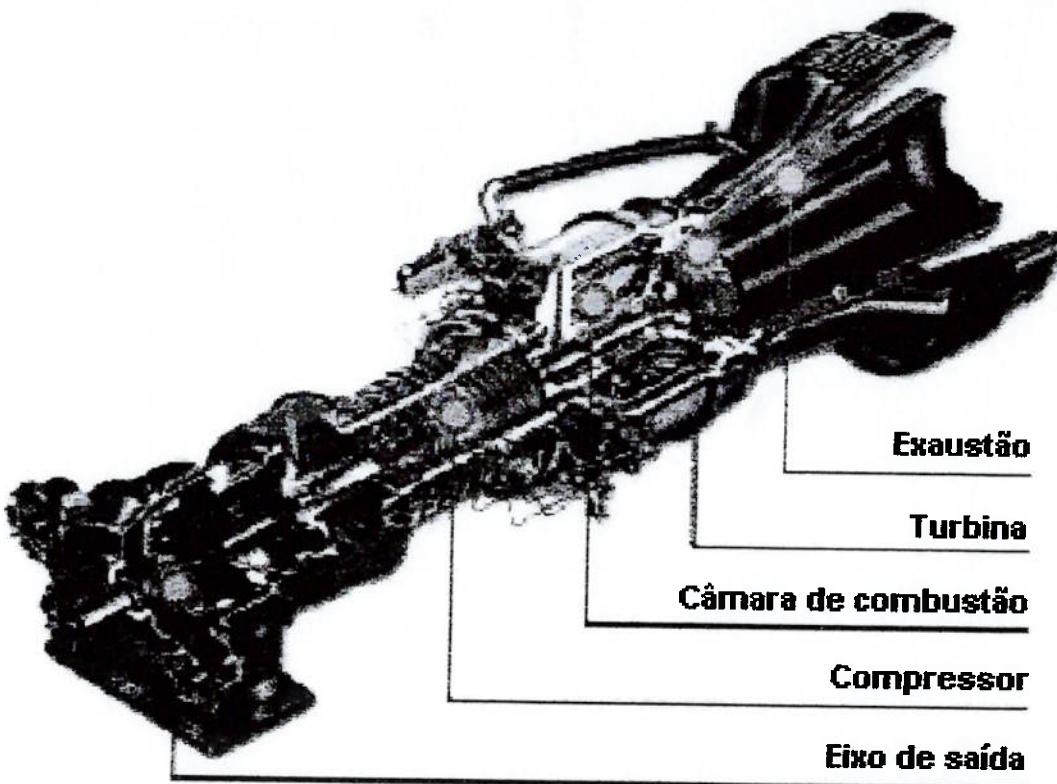


Figura 5- Modelo Titan 130 – Solar Turbines

O processo inicia-se no compressor (geralmente do tipo axial de 1 a 25 estágios) e em seguida vai para a câmara de combustão onde o ar comprimido recebe uma injeção de combustível para a ser efetuada a queima. Logo após temos a turbina que é o local onde os gases provenientes da câmara de combustão são expandidos gerando trabalho mecânico através da energia transferida às palhetas da mesma.

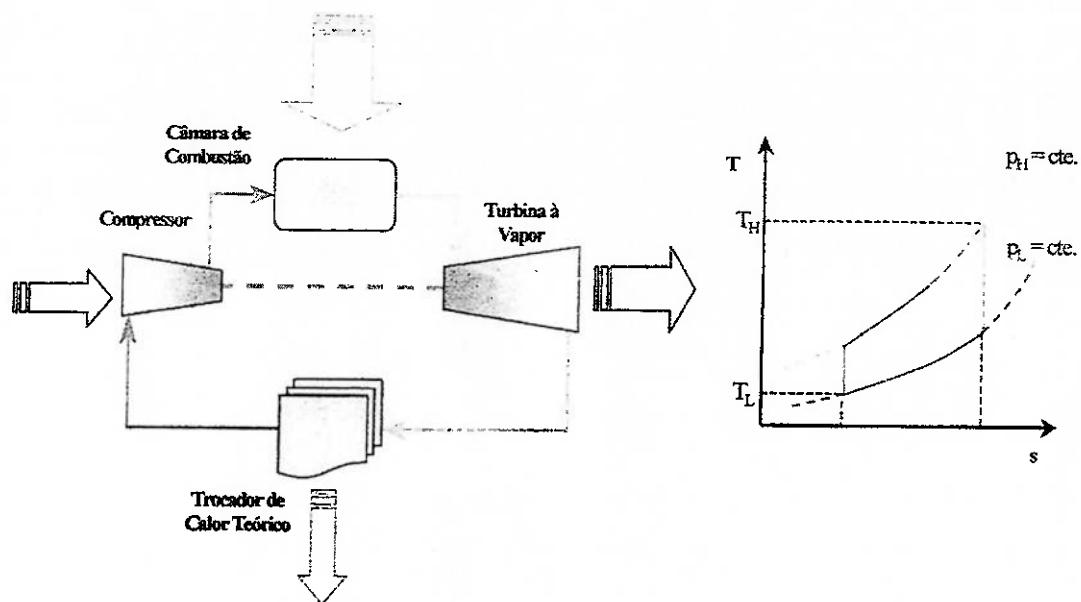


Figura 6 - Esquema simplificado de um ciclo Brayton

4.2. Projeto teórico

Hipóteses:

- Ar entra no ciclo a 25°C e pressão de 0,1 Mpa
- Temperatura máxima do ciclo 1100°C
- Relação de pressão = 10
- O ar se comporta como gás perfeito

- Calor específico constante, avaliado a 300K.
- Cada processo ocorre em regime permanente
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis
- A princípio admite-se o processo ideal

A - Volume de controle: Compressor

Estado de entrada: p_1 e T_1 conhecidas

Estado de saída: p_2 conhecida

Pela primeira lei da termodinâmica e admitindo rendimento de 100%, temos:

$$|w_c| = h_2 - h_1$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

Assim:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = 10^{0,286} = 1,932 \Rightarrow T_2 = 575K$$

$$|w_c| = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = 1,0035(575 - 298) = 277,96 \text{ kJ/kg}$$

B - Volume de controle: Turbina

Estado de entrada: p_3 e T_3 conhecidas

Estado de saída: p_4 conhecida

Novamente admitindo rendimento de 100%

$$w_t = h_3 - h_4$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \Rightarrow T_4 = 710K$$

$$w_t = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) = 1,0035(1373 - 710) = 665,3 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{liq} = w_t - |w_c| \Rightarrow 665,3 - 277,9 = 387,3 \text{ kJ/kg}$$

Volume de controle: Trocador de calor de alta temperatura

Estado de entrada: Estado 2

Estado de saída: Estado 3

$$q_H = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) = 1,0035(1373 - 575) = 800,8 \text{ kJ/kg}$$

Volume de controle: Trocador de calor de baixa temperatura (Rejeito térmico)

Estado de entrada: Estado 4

Estado de saída: Estado 1

$$|q_L| = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) = 1,0035(710 - 298) = 413 \text{ kJ/kg}$$

Porém, como foi colocado nas hipóteses, essa análise foi feita considerando o caso ideal, sem geração de entropia.

Com base em rendimentos calculados a partir de análises semelhantes às desenvolvidas, porém no caso real, tem-se os novos valores de potência e calor rejeitado:

$$w_{c(ideal)} = \frac{w_{c(ideal)}}{\eta_c} \Rightarrow \frac{277,9}{0,8} = 347,5 \text{ kJ/kg}$$

Admitindo um rendimento da turbina de 85%, temos:

$$w_{t(ideal)} = \eta_t w_{t(ideal)} \Rightarrow 0,85 \times 665,3 \text{ kJ/kg} = 565,5 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{liq} = 565,5 - 347,5 = 218 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{H(ideal)} = \eta_H q_{H(ideal)} = 0,91 \times 800 = 728,7 \text{ kJ/kg}$$

Obviamente não existe um rendimento a ser aplicado para determinar o calor absorvido na câmara de combustão. O η_H é um valor hipotético, com o intuito apenas de aproxima-lo à uma situação real.

A mesma observação pode ser feita para o calor rejeitado q_L

$$q_{L(ideal)} = \frac{q_{L(ideal)}}{\eta_L} = \frac{413}{0,8} = 512 \text{ kJ/kg}$$

Desse modo, temos o seguinte quadro energético:

Trabalho (w_{liq})	Rejeito térmico (q_L)	Temp. Gas exaustão
218 kJ/kg	512 kJ/kg	812 K

Tabela 1-Resultados do Projeto Teórico

Para atender à demanda elétrica é necessário uma vazão de 5,1 kg/s, o que resulta em uma potência de 1112,1 kW. Como consequência tem-se uma energia térmica de 2611 KW a uma temperatura de 812 K.

É necessário analisar o diagrama de temperaturas na caldeira de recuperação e também no chiller de absorção.

Fazendo o balanço de energia, de acordo com as demandas já descritas, temos:

Propriedades do gás de saída da turbina:

Temp inicial: 812 K = 575°C

$$C_p = 1 \text{ kJ / kg.k}$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}c_p(\Delta T)$$

Superaquecedor:

$$85.9 = \dot{m}c_p\Delta T \quad 85.9 = 5,1 \times 1 \times \Delta T \quad \Delta T = 16.8$$

Evaporador:

$$961.9 = \dot{m}c_p\Delta T \quad 961.9 = 5,1 \times 1 \times \Delta T \quad \Delta T = 188$$

Economizador:

$$289.2 = \dot{m}c_p\Delta T \quad 289.2 = 5,1 \times 1 \times \Delta T \quad \Delta T = 56$$

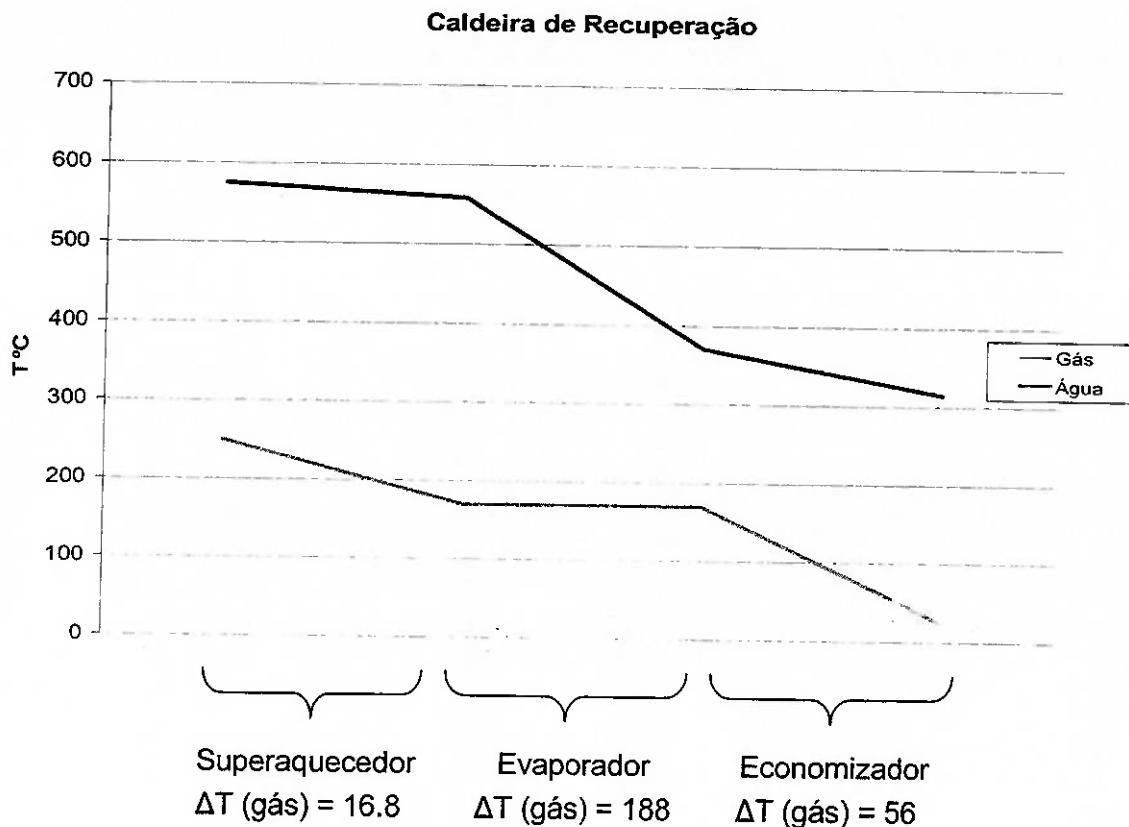


Figura 7- Diagrama de Temperaturas I

Pelo gráfico percebe-se que o ponto crítico para se analisar as temperaturas é entre o economizador e o evaporador, ou seja, o primeiro local que onde ocorrerá uma eventual inversão de temperaturas. As normas propõe um ΔT entre o gás e a água ao redor de 10°C.

Portanto não é necessário que toda a vazão do gás de exaustão da turbina já que estamos muito além do “Pinch point”.

Fixando um ΔT de 10°C pode-se determinar através de um método interativo a vazão de gás mínima necessária:

$$\dot{m} = 2,66 \text{ kg/s}$$

Gerando o gráfico:

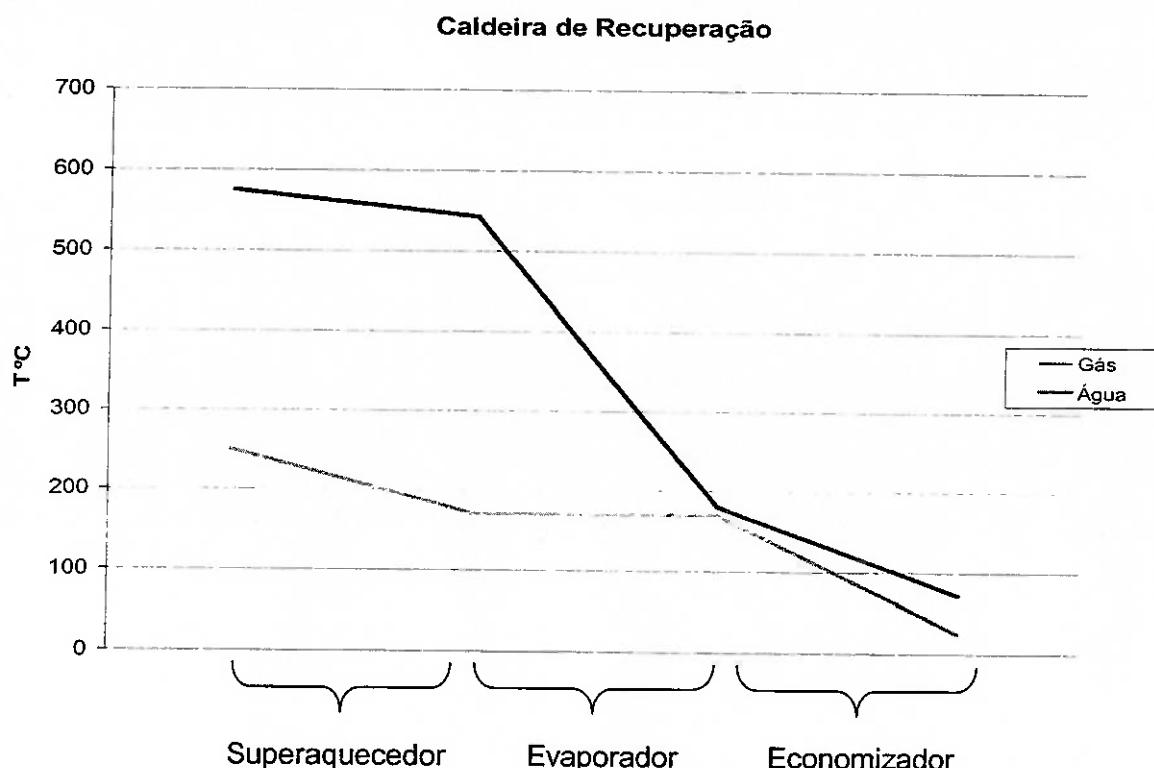


Figura 8- Diagrama de Temperaturas II

Como a vazão de gás inicial é 5,1 kg/s ainda estão disponíveis 2,44 kg/s que podem ser utilizados nos chilers de absorção:

$$\dot{Q}_{ABS} = 700kW ; \text{ como visto anteriormente.}$$

Devido às restrições de temperatura impostas pelo ciclo de absorção (Absorvedor trabalhando a 100°C) é necessário que a temperatura do gás nunca fique menor que 100°C. Considerando 120°C por segurança e fixando agora um ΔT de (575 – 120)= 455°C calcula-se a vazão necessária:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{c_p \Delta T} = \frac{700}{1 \times 455} = 1,55 \text{ kg/s}$$

Ainda resta uma vazão de 0,9 kg/s que pode ser utilizada em um ciclo regenerativo para aquecer o ar que entra na câmara de combustão, economizando combustível e aumentando a eficiência global do sistema.

4.3. Aplicação prática

4.3.1. Aeroderivativa

A partir de todos os dados calculados na parte teórica pode-se selecionar os equipamentos através do que é disponibilizado pelo mercado atualmente.

Decidiu-se por escolher a turbina Saturn 20 de 1,2 MW do fabricante Solar Turbines.

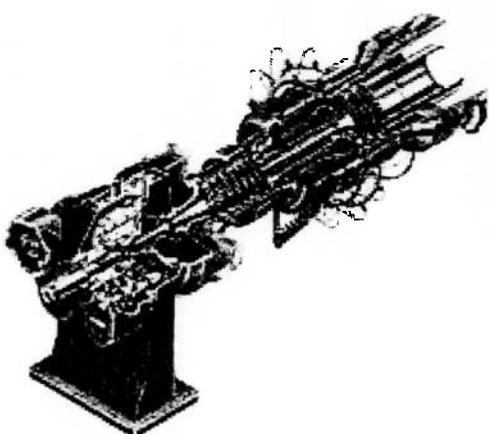


Figura 9 – Modelo Saturn 20

Saturn 20 PG	Sistema métrico	Sistema Inglês
Potência	1210 kW _e	1.2 Mwe
Fluxo de Calor	14 795 kJ/kW-hr	14 025 Btu/kW-hr
Vazão de exaustão	23 540 kg/hr	51 900 lb/hr
Temperatura de Exaustão	505 C	940 F

Tabela 2 – Especificações Técnicas

Essa turbina fornece 6,534 kg/s a 505 °C de gás de exaustão o que atende com folga a demanda térmica tanto da caldeira de recuperação como dos chillers de absorção.

4.3.2. Micro turbina

4.3.2.1. Introdução

Os sistemas de micro turbinas são muito aplicáveis para instalações de médio porte já que a grande maioria das turbinas a gás do mercado geralmente trabalha com uma potência a partir de 1MW. Isso dificulta a “modelagem” da energia fornecida pelas turbinas de acordo com a demanda térmica, ou seja, se a demanda da instalação passar a ser 800kW a turbina de 1MW terá que trabalhar abaixo da sua capacidade, diminuindo muito o seu rendimento.

Atualmente existem empresas como a Capstone que fabricam micro turbinas com potência elétricas de 30 a 60 KW.

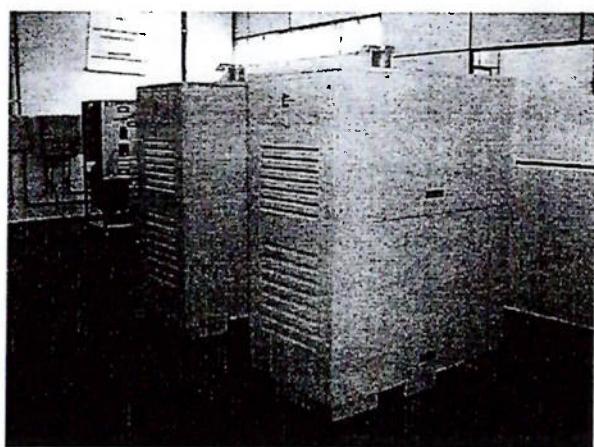


Figura 9 – Microturbina

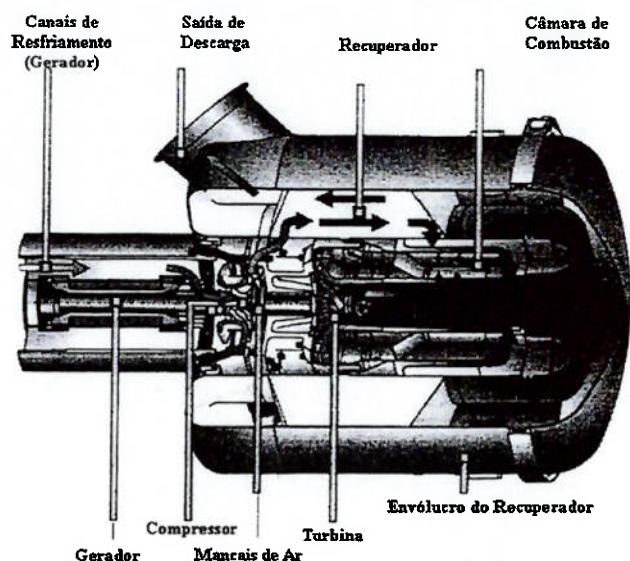


Figura 10 – Esquema Simplificado

Esses equipamentos também podem ser utilizados em cogeração aproveitando o calor rejeitado pelos gases de exaustão.

Segue abaixo a tabela de característica técnicas de uma micro turbina de 60kW, modelo C60 da Capstone.

Potência Elétrica	60kW
Temperatura de exaustão	305°C
Energia de exaustão	158kW
Vazão de ar	0,49 kg/s

Tabela 3 – Especificações Técnicas da Microturbina

4.3.2.2. Projeto para o HU

Com base nos dados de demanda e na capacidade da microturbina, pode-se dimensionar a quantidade e a configuração do sistema para que as necessidades sejam atendidas.

De acordo com a demanda elétrica da instalação seria necessário 10 microturbinas, o que forneceria:

$$\dot{Q}_{elétrico} = 60kW \times 19 = 1140kW$$

$$\dot{Q}_{exaustão} = 158kW \times 19 = 3002kW$$

$$\dot{m} = 0,49kg/s \times 19 = 9,31kg/s$$

Porém, deve-se analisar o diagrama de temperatura dos gases na caldeira de recuperação do mesmo modo que foi feito no desenvolvimento teórico já que a temperatura de exaustão é relativamente baixa.

Temp inicial: 305°C

$$C_p = 1kJ/kg.k$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}c_p(\Delta T)$$

Superaquecedor:

$$85.9 = \dot{m}c_p\Delta T \quad 85.9 = 9,33 \times 1 \times \Delta T \quad \Delta T = 9,2$$

Evaporador:

$$961.9 = \dot{m}c_p\Delta T \quad 961.9 = 9,33 \times 1 \times \Delta T \quad \Delta T = 103$$

Economizador:

$$289.2 = \dot{m}c_p\Delta T \quad 289.2 = 9,33 \times 1 \times \Delta T \quad \Delta T = 31$$

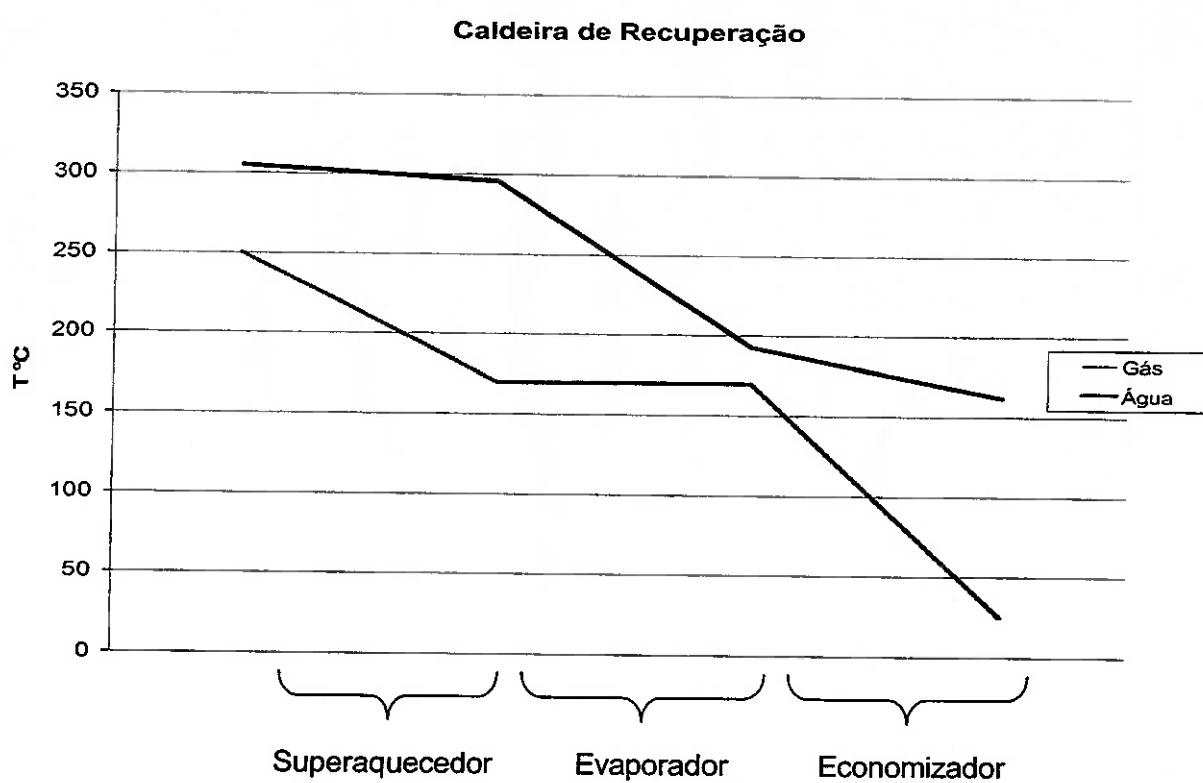


Figura 11 – Diagrama de Temperaturas III

O sistema de absorção nessa alternativa não pode ser atendido, já que as microturbinas não oferecem energia térmica suficiente. Desse modo há duas alternativas: Continuar com o sistema de compressão utilizado atualmente ou utilizar um queimador adicional para fornecer o calo necessário aos chillers de absorção.

5. Ciclo Vapor

5.1. Introdução

A turbina a vapor é o principal exemplo da aplicação do ciclo Rankine. A figura abaixo ilustra o ciclo simples que é composto de uma bomba que eleva a pressão da água, que em seguida passa pelo gerador de vapor onde o calor do combustível queimado é transferido para a mesma, e com pressão elevada bem como a temperatura ela é expandida na turbina que transforma a energia térmica em energia mecânica, e por fim o vapor na saída da turbina é direcionado para um condensador que rejeita calor para o ambiente a fim de completar o ciclo.

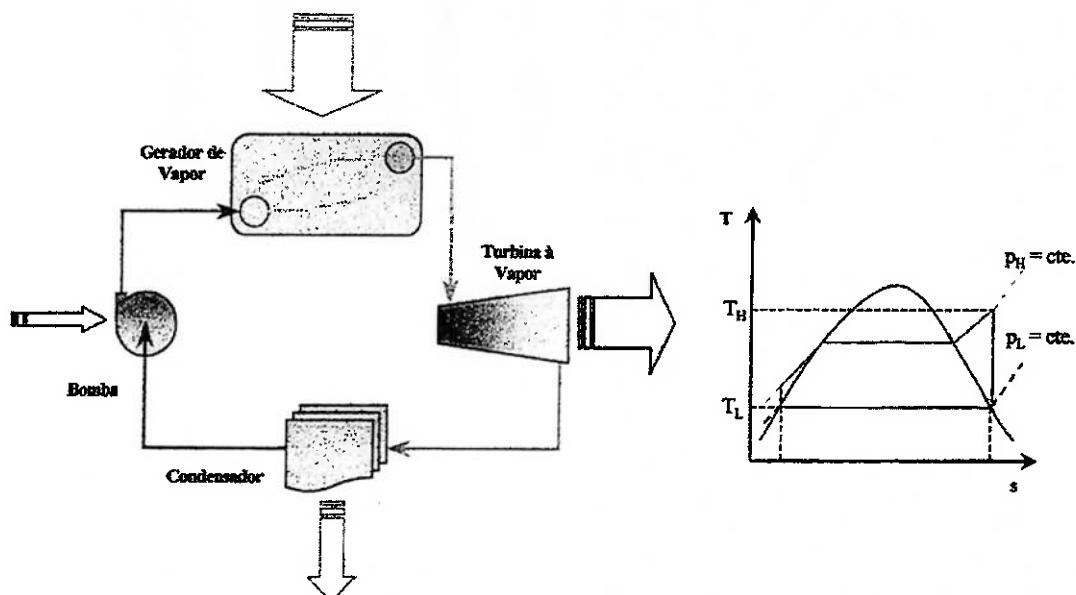


Figura 12 – Ciclo de Rankine

As turbinas a vapor são amplamente utilizadas em cogeração nos processos industriais onde há rejeitos de vapor a pressões significativamente altas. Podem ser combinadas com geradores elétricos, bombas, compressores, etc.

5.2. Projeto teórico

Hipóteses:

- Água entra na bomba 20°C e pressão de 0,1 Mpa
- Vazão total de água = 1,5kg/s
- Cada processo ocorre em regime permanente
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis
- Admite-se o processo ideal

O principal parâmetro a ser considerado no projeto do ciclo de Rankine foi atender à demanda elétrica sendo que as demais demandas podem ser atendidas instalando uma queimador adicional.

Desse modo temos o seguinte cálculo com base no esquema abaixo:

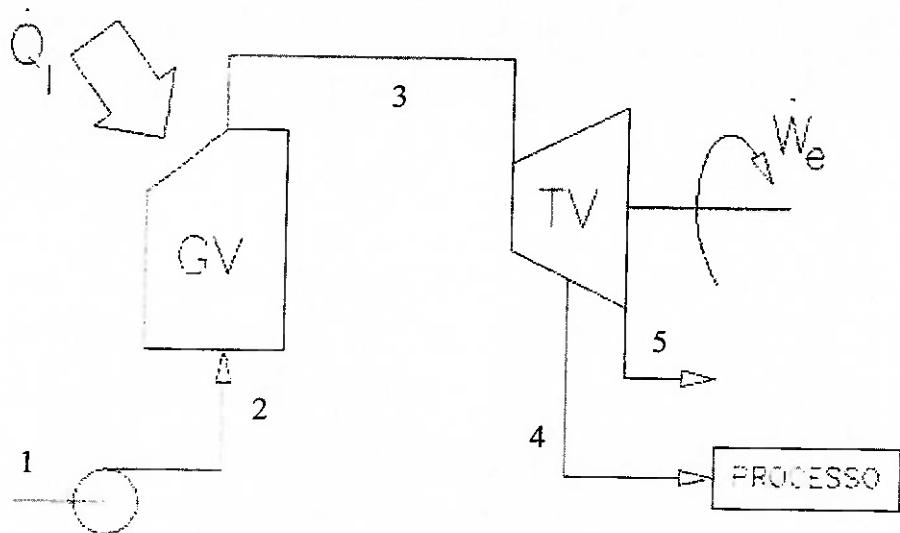


Figura 13 – Layout proposto para a turbina a vapor

Uma das extrações da caldeira deve possuir o estado correspondente áquele necessário na demanda térmica:

Estado 4:

Vazão: 0,47kg/s

$$\left. \begin{array}{l} \text{Temperatura: } 250 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{Pressão: } 8 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right\} 2950.4 \text{ kJ/kg}$$

Sabe-se que o trabalho da turbina somado pelas extrações do ponto 4 mais a do ponto 5 deve somar 1200kW.

Estado 5:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Temperatura: } 100 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{Pressão: } 1 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right\} 2975.4 \text{ kJ/kg}$$

O objetivo é determinar o estado 3 de acordo com a demanda elétrica. Para isto, temos:

Rendimento do gerador:

$$\eta_G = 0,85$$

$$\dot{W}_t = \frac{\dot{W}_e}{\eta_G} \Rightarrow \frac{1200}{0,85} = 1411 kW$$

Portanto na turbina temos o seguinte balanço energético:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_3(h_3 - h_4) + \dot{m}_5(h_4 - h_5)$$

Pode-se calcular a entalpia em 3:

$$h_3 = \frac{\dot{W}_t + \dot{m}_3h_4 - \dot{m}_5h_4 + \dot{m}_5h_5}{\dot{m}_3} = 3868,8 kJ/kg$$

Admitindo que a caldeira trabalha a uma pressão de 2 Mpa determina-se a temperatura por interpolação

$$T_3 = 679^\circ C$$

o que determina uma condição de vapor superaquecido na saída da caldeira.

A bomba do sistema eleva a água de 0,1 Mpa a 2 Mpa que é a pressão que a caldeira trabalha.

Portanto define-se o estado 2 :

Estado 2:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Temperatura: } 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{Pressão: } 20 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right\} 85.7 \text{ kJ/kg}$$

Determina-se o calor a ser transferido pela caldeira:

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}(h_3 - h_2) = 2832,2 \text{ kW}$$

e a potência da bomba:

$$P_{bomba} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 2,55 \text{ kW}$$

5.3.Utilização da capacidade ociosa da caldeira

Como já foi mencionado anteriormente a caldeira em funcionamento no Hospital Universtário está com uma grande capacidade ociosa, cerca de apenas 35% do seu valor nominal está operante. Assim, existe a possibilidade de utilizar os 65% restantes em um ciclo de Rankine com o objetivo de fornecer energia elétrica para a unidade.

5.3.1. Cálculo do aproveitamento da capacidade ociosa

A caldeira produz atualmente 1700Kg/h de vapor supersaturado de água a 8kgf/cm² e 300 °C, sendo que sua capacidade nominal é de 4000 kg/h.

Hipóteses:

- Expansão isoentrópica na turbina

- Vapor sai da turbina como vapor saturado
- Vazão de 2300 kg/h = 0,63 kg/s

Estado de entrada da água na turbina:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Temperatura: } 250 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{Pressão: } 8 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right\} h = 2950.3 \text{ kJ/kg; } s = 7.2347 \text{ kJ/kg K}$$

Estado de saída da água na turbina:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Temperatura: } 100 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{Pressão: } 1 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right\} h = 2704.4 \text{ kJ/kg; } s = 7.4361 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$= 154,9 \text{ kW}$$

Portanto, percebe-se que a máxima quantidade de energia elétrica que pode ser gerada não atinge 15% da demanda total de eletricidade da instalação (1.200 kW)

5.4. Caldeiras Adicionais

Uma alternativa é aumentar o número de caldeiras de modo que seja possível o aproveitamento do vapor gerado tanto para gerar a energia elétrica necessária como também para atender a demanda do ciclo de absorção.

Pode-se iniciar a análise com base na quantidade de energia elétrica que pode ser gerada por uma caldeira semelhante à existente no HU.

$$\dot{m} = 1.11 \text{ kg/s} \text{ (capacidade total da caldeira)}$$

Estado de entrada da água na turbina:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Temperatura: } 250^\circ\text{C} \\ \text{Pressão: } 8 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right\} h = 2950.3 \text{ kJ/kg; } s = 7.2347 \text{ kJ/kg K}$$

Estado de saída da água na turbina:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Temperatura: } 100^\circ\text{C} \\ \text{Pressão: } 1 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right\} h = 2704.4 \text{ kJ/kg; } s = 7.4361 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$= 270,5 \text{ kW}$$

A partir desse resultado percebe-se que para atender somente à demanda elétrica são necessárias mais 4 caldeiras, o que resultaria num total de 1081 kW. Porém ainda temos a demanda do sistema de absorção (700kW) que deverá ser suprida com a adição de queimadores auxiliares instalados diretamente no chiller de absorção.

5.5. Sistemas existentes no mercado

Como estamos trabalhando com uma potência elétrica relativamente pequena (1MW) é muito difícil de se encontrar equipamentos que trabalhem com essa

demandas. A maioria das turbinas a vapor são desenvolvidas para centrais termelétricas com necessidade energética a partir de 10MW.

Porém existem turbinas denominadas “*small steam turbines*” que podem ser utilizadas no Hospital Universitário, como é o caso desse grupo fabricado pela GE Power:

Código da Turbina	Limite de contra-pressão (Bar)	Temp. (°C)	Faixa de Pot. (MW)
NG	20	540	1 a 50
HNG	20	540	1 a 50
HG	60	540	1 a 40
P	80	480	Até 5
MP	150	540	Até 40

Tabela 4-Turbinas a vapor GE Power

Dos modelos apresentados na tabela acima o que melhor se adaptaria às condições da instalação é o modelo P, com a faixa de potência de até 5 MW. Porém, sua utilização é inviável pelo fato de ter que trabalhar com uma carga muito inferior à sua capacidade causando uma grande diminuição de seu rendimento.

6. Ciclo Otto (Motores de ignição por centelha)

6.1. Introdução

Este ciclo é o existente nos veículos automotores a gasolina mas também pode ser utilizado em aplicações estacionárias. A figura abaixo ilustra as seqüências mais importantes. Inicialmente o pistão move-se para baixo criando uma depressão para permitir a entrada do ar que preenche o cilindro. O ar é então comprimido até o ponto morto superior onde ocorre a ignição e há um aumento severo na pressão. Essa energia move pistão para baixo realizando trabalho, e na etapa seguinte da elevação do pistão ocorre o escape dos gases para a atmosfera.

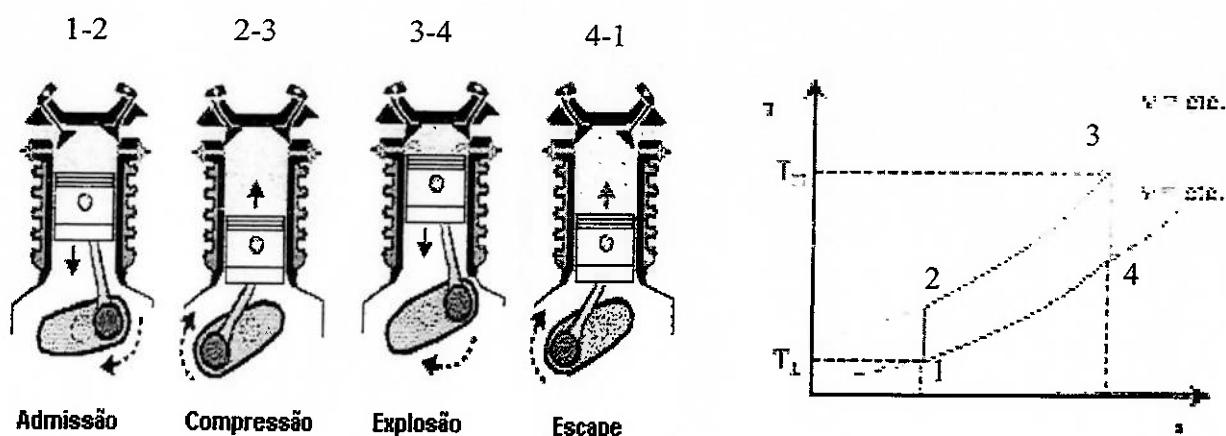


Figura 14 – Ciclo Otto

Entretanto os gases de escape conservam ainda muita energia que pode ser utilizada para aquecimento de água, geração de vapor, e outros fins.

É importante salientar que foi escolhido esse ciclo ao invés do ciclo Diesel porque fixamos como combustível a ser utilizado o gás natural.

6.2. Projeto teórico

Os motores de combustão interna são outra opção para a geração de potencia elétrica no hospital, e ainda os gases de escape estão em condição de fornecer energia, como a produção de vapor, ou pré-aquecimento deste.

O modelo que será utilizado é o da Waukeshaengine P48GL/GLD de faixa de potencia 610 – 860 kW.

Especificações Técnicas	
Cilindros	V 16
Deslocamento do Pistão	48 litros
Razão de Compressão	11:1
Sistema de Ignição	24V DC elétrico
PCI do Combustível	48100 kJ/kg

Tabela 5 – Especificações Técnicas do Motor

O rejeito térmico é aproveitado na forma de recuperação do calor do sistema de arrefecimento do óleo e carcaça de motor para pré-aquecimento de 8500kg/h de água (750 kW). Os gases de exaustão são conduzidos para uma caldeira de recuperação para produção de 570 kg/h de vapor a 8 kgf/cm² (350 kW) que é utilizado diretamente nos processos do hospital.

O atendimento integral da demanda elétrica (1200 kW) requer o uso de dois motores de 610 kW, portanto a disponibilidade de rejeito de calor será o dobro.

Para o caso em questão, Hospital Universitário, o restante da produção de vapor (1700-1140=560 kg/h), pode ser obtido a partir de uma caldeira.

	Potências do Motor	Total	Utilidade
Elétrica	610kW _e	1220kW _e	Demanda elétrica
Calor Sistema de Arrefecimento	750kW _t	1500kW _t	Aquecimentos / Economizador
Calor Gases Exaustão	350kW _t	700kW _t	Processo (alta pressão)
	Caldeira	Total	Utilidade
Produção de Vapor	460kW _t	460kW _t	Processo (alta pressão)

Tabela 6 – Distribuição das demandas elétricas e térmicas

Na tabela abaixo estão as especificações do motor Waukesha:

Waukesha P48GL/GLD			
	PARÂMETRO	UNIDADE	QUANTIDADE
CONDIÇÕES NOMINAIS	ROTAÇÃO	rpm	1800
CARACTERÍSTICAS DO MOTOR	POTÊNCIA DE COMBUSTÃO	kW	2508
	POTÊNCIA ELÉTRICA	kW	920
	TEMPERATURA DE EXAUSTÃO	°C	449
	VAZÃO DE EXAUSTÃO	kg/h	5015
		kg/s	1,39
CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL	DENSIDADE DO COMBUSTÍVEL	kg/Nm³	0,698
	PODER CALORÍFICO INFERIOR	kcal/Nm³	8993
		kJ/kg	53855
	CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	kg/h	167,7
REFRIGERAÇÃO DA CARCAÇA	POTÊNCIA DO ÓLEO	kW	77
	CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA	kJ/kg °C	4,18
	POTÊNCIA DE REFRIGERAÇÃO	kW	874
	ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA	°C	60
	TEMP. ENTRADA DA ÁGUA	°C	25
	TEMP. SAÍDA DA ÁGUA	°C	85
	PRODUÇÃO DE ÁGUA QUENTE	kg/h	9000
		kg/s	2,5
	POTÊNCIA RECUPERADA	kW	627
	POTÊNCIA REJEITADA	kW	247
CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO	PRODUÇÃO DE VAPOR	kg/h	800
		kg/s	0,22
	TEMP. ENTRADA DA ÁGUA	°C	85
	TEMP. SAÍDA DA ÁGUA	°C	100
	CALOR ESPECÍFICO DA ÁGUA	kJ/kg °C	4,18
	POTÊNCIA DO AQUECEDOR	kW	14
	ENTALPIA DE EVAPORAÇÃO	kJ/kg	2050
	POTÊNCIA DA CALDEIRA	kW	456
	POTÊNCIA DE RECUPERAÇÃO	kW	469
	VAZÃO DE GASES	kg/s	1,39
	CALOR ESPECÍFICO DOS GASES	kJ/kg °C	1,04
	DIMINUIÇÃO DA TEMPERATURA	°C	314
	TEMP. ENTRADA DOS GASES	°C	449
	TEMP. SAÍDA DOS GASES	°C	135
	COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA	kW/m² °C	0,1
	ÁREA DE TROCA	m²	14,5
RENDIMENTO TOTAL		kW/kW	80%

Tabela 7 – Dados do Motor

7. Célula a combustível

7.1. Introdução

É um novo conceito tecnológico de geração de energia surgiu nos últimos anos. O termo células a combustível começa a ser pronunciada com uma maior freqüência, embora esta tecnologia ainda não esteja bem estabelecida e tampouco já tenha um mercado garantido. Estas células estão relacionadas com eletroquímica e servem para produzir eletricidade de uma maneira mais ecológica e eficiente, praticamente sem emissão de qualquer substância tóxica.

Seu princípio de funcionamento é mostrado no esquema abaixo:

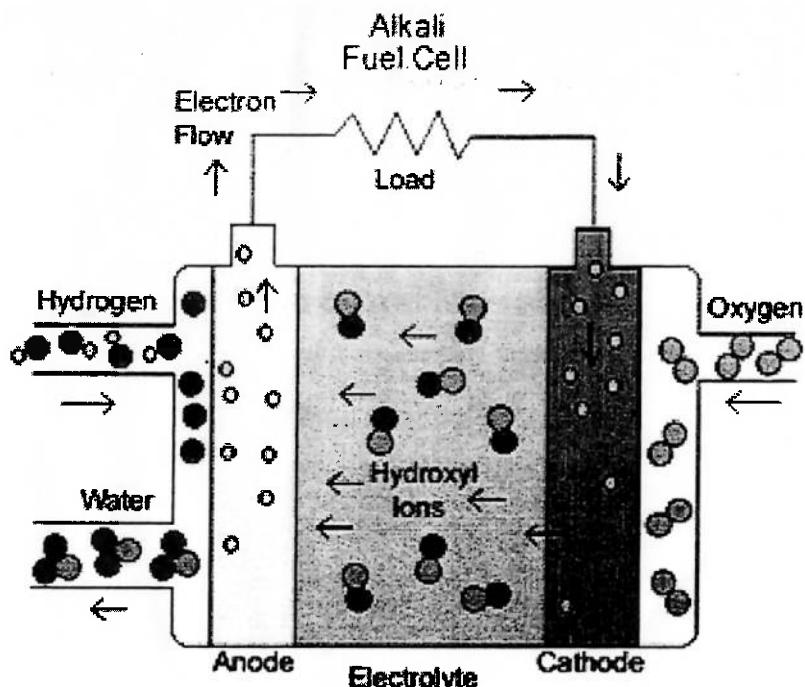
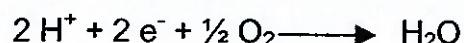


Figura 15 – Esquema da Célula a Combustível

Como ilustrado, as células a combustível são em princípio, baterias de funcionamento contínuo, que produzem corrente contínua pela combustão eletroquímica a frio de um combustível gasoso, geralmente hidrogênio. Assim, o hidrogênio é transformado em prótons num eletrodo de difusão gasosa, liberando elétrons, segundo a reação:



No eletrodo oposto, também de difusão gasosa, considerando-se as células a membrana trocadora de prótons (meio ácido), tem-se:



A reação global acompanhada de calor, pode ser escrita da seguinte forma:



Na prática a obtenção do hidrogênio vem da reforma do combustível, ou seja, cadeias de hidrocarbonetos são quebradas para formar o H₂ e CO₂. Em algumas células que trabalham a altas temperaturas a reforma ocorre no próprio eletrodo, já nas outras a reforma deve ser feita antes de entrar na célula.

Há basicamente, cinco tipos de célula a combustível:

- Alcalina – AFC
- Membrana Trocadora de Prótons – PEMFC
- Ácido Fosfórico – PAFC
- Carbonatos Fundidos – MCFC
- Cerâmicas – SOFC

Os três primeiros tipos trabalham na faixa de temperatura de 60-200°C, são ideais para baixas potências e têm aplicações veiculares e aeronáuticas. As duas últimas trabalham na faixa de temperatura de 600-900°C e são ideais para aplicações estacionárias, com potências de centenas de kW.

7.2. Projeto Teórico-Prático

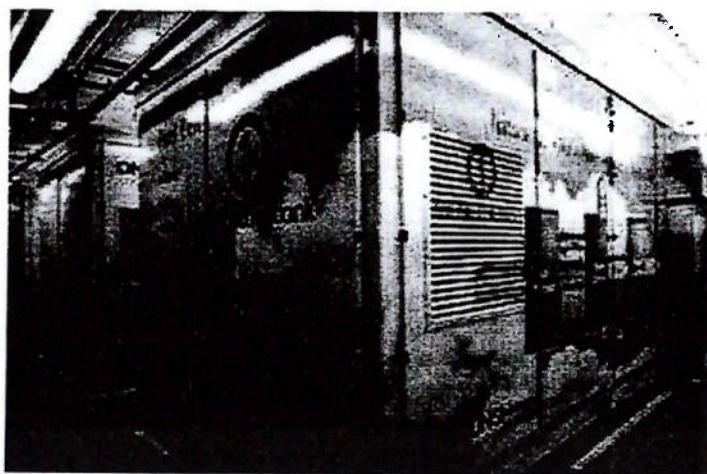


Figura 16 – Célula a combustível da UTC Power

A tecnologia da célula a combustível é muito precoce, embora seu princípio de funcionamento tenha sido descoberto 150 anos atrás. Somente com a evolução dos materiais empregados é que pôde-se desenvolver células com maiores potências.

A demanda elétrica do hospital universitário é de 1,2 MW elétricos e sendo assim podemos utilizar um conjunto de seis células a combustível de 200 kW para alimentação elétrica. Nessa análise podemos utilizar o Modelo PC25 da UTC Power, que é uma PAFC, com as seguintes características:

Especificação	Características
Capacidade elétrica	200 kW / 235 kVA
Voltagem e Freqüência	480 / 277 V, 60Hz, 3 fases
Consumo de Combustível	Gás Natural: 2100 ft ³ / h
Eficiência	87% total: 37% elétrica e 50% térmica
Emissões	< 2 ppmv CO; < 1 ppmv NO _x e insignificante SO _x (a 15% O ₂ , base seca)
Energia Térmica	132 kW a 120 °C de vapor d'água
Ruído	60 dBA
Módulo de Energia: Dimensões e Peso	10' x 10' x 18' 40000 lb
Módulo de Resfriamento: Dimensões e Peso	4' x 14' x 4' 1700 lb

Tabela 8 – Dados da Célula a Combustível

O vapor de saída com 132 kW térmico por célula, e aproximadamente 120°C de temperatura pode ser aproveitado no economizador da caldeira. Na figura abaixo é possível visualizar o arranjo citado. A água na caldeira está a uma pressão de 8kgf/cm² o que implica em uma temperatura de saturação de 170°C. Portanto o vapor residual da célula irá colaborar para um simples pré-aquecimento da água na caldeira de pouco mais de 100°C.

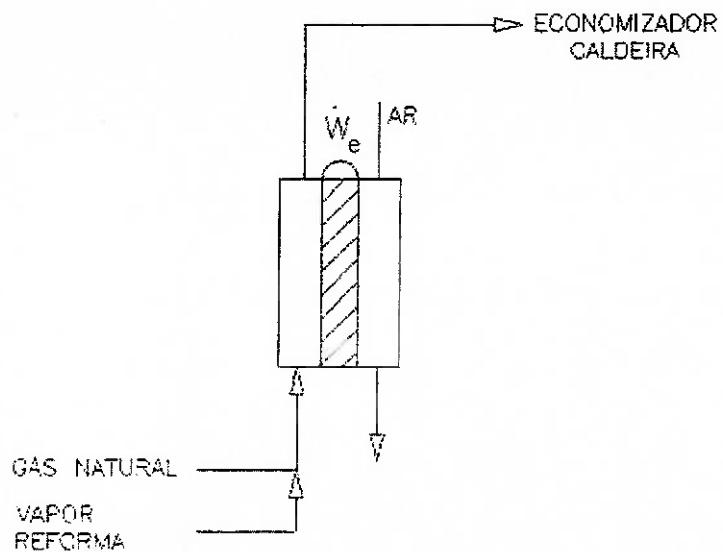


Figura 17 – Célula a combustível em conjunto com economizador

Esse é o exemplo de uma célula que já está sendo comercializada, mas há protótipos do tipo MCFC que trabalham a temperaturas de 600-700°C, sendo ideais para cogeração. Ainda apresentam algumas vantagens em relação a outros tipos de células como a facilidade de gerenciamento do eletrólito e a não necessidade do uso de metais nobres como catalizadores, já que a alta temperatura se encarrega da catalização.

Um melhor aproveitamento do combustível na célula pode ser conseguido ligando um ciclo de absorção na saída de vapor. Dessa forma a potência elétrica demandada diminui, pela substituição do ciclo de refrigeração de compressão pelo de absorção, podendo-se utilizar um número menor de células. A figura acima ilustra a composição.

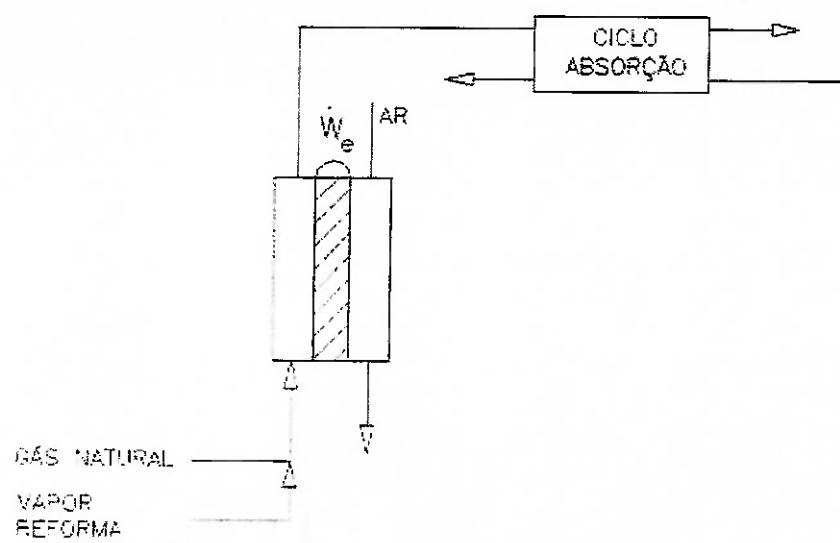


Figura 18 – Célula a combustível em conjunto com ciclo de absorção

8. Discussão dos Resultados

Embora os recursos energéticos estudados sejam razoavelmente diferentes, podemos fazer uma comparação do consumo de gás natural que cada alternativa demanda. Contudo foram consideradas várias hipóteses durante os estudos e isso pode levar a algumas divergências de uma eventual aplicação real.

Para efeito de comparação foi montada a tabela a seguir, onde cada equipamento está associado a um tipo de energia:

	Consumo de Gás Natural (kg/h)	Potência (kW)	Tipo de Energia
Célula a Combustível	40,52	1200	Elétrica
Caldeira	320	1400	Térmica
360,52			
Motor Ignição Centelha	335,4	1200	Elétrica
		700	Térmica
Caldeira	110	460	Térmica
445,4			
Turbina Vapor (Caldeira)	1269	1200	Elétrica
		1400	Térmica
1269			
Turbina a Gás	890	1100	Elétrica
		1400	Térmico
		700	Térmico
890			

Tabela 8 – Comparação dos Resultados

Os valores em negrito na tabela acima revelam que a turbina a vapor consome uma quantidade três vezes maior de gás natural do que a célula a combustível.

9. Conclusão

Esse estudo foi bem abrangente e trata de tecnologias totalmente distintas, embora para a mesma finalidade de abastecer energeticamente uma instalação de médio porte. Cada recurso tem sua peculiaridade e uma aplicação mais adequada, entretanto a célula a combustível por ser uma tecnologia precoce merece mais atenção, devido a sua total compatibilidade com o meio ambiente.

No ponto de vista desse estudo as células a combustível são a melhor opção, pois oferecem maior confiabilidade no fornecimento de eletricidade. No caso de hospitais, onde há aparelhos que não podem parar, o risco de uma queda na rede elétrica sempre permanece. A manutenção é praticamente nula e não necessita de operadores permanentes. O aproveitamento do combustível pode girar em torno de 90%, não havendo praticamente desperdício de energia.

Segundo Linardi et. al., é muito importante para o Brasil, que varias instituições se dediquem, de formas variadas à tecnologia de células a combustível, como pesquisa; projeto; combustível; aplicações; etc., para que o país possa, a médio prazo, recuperar o tempo perdido e esteja em condições de nuclear empresas no setor, capazes de competir no mercado futuro de energia. Este mercado será mais exigente, tanto em relação à eficiência de aplicações das fontes de energia, como em relação ao aspecto ambiental.

10. Bibliografia

- Wylen, G.J.V., Borgnakke, C., Sonntag, R.E., 1998, "Fundamentos da Termodinâmica", Editora Edgar Blücher, São Paulo, Brazil.
- Stoecker, W.F., Jones, J.W, 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", Editora McGraw-Hill, São Paulo, Brazil.
- Riznkin, V.Ya., 1979, "Centrales Termo/Electricas", Editora Mir Moscú, Vol. 1 e 2, Moscou, Rússia.
- Incropera, F.P., DeWitt D.P., 1996, "Transferência de Calor e Massa", LTC Editora, Rio de Janeiro, Brazil.
- Marques, E. W. V., Ricci, E. V., 2001, "Estudo de Viabilidade Tecno-Econômica de Plantas de Cogeração para Usinas Siderúrgicas", Trabalho de Formatura da Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brazil.
- Boczko, M., 2002, "Estudo de cogeração para o quarteirão do CRUSP", Trabalho de Formatura da Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brazil.
- Amorim, M.M., 2002, "Cogeração para geração de eletricidade e condicionamento de ar utilizando solução de H₂O-LiBr como fluido de trabalho", Trabalho de Formatura da Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brazil.
- Wendt, H., Gotz, M., Linardi, M., 2000, "Tecnologia de celulas a combustivel", Quimica Nova, 23(4).
- Wendt, H., Linardi, M., Arico, E. M., 2002, "Celulas a combustivel de baixa potência para aplicações estacionárias", Quimica Nova, 25.
- Leal, E. M., Silveira, J. L., 2002, "Study of fuel cell cogeneration systems applied to a dairy industry", Journal of Power Sources, 106, 102-108.