

HUMBERTO DE CAMARGO GISSONI

P M C - 5 8 1

**PROJETO DE UMA CENTRAL DE UTILIDADES
PARA O HOSPITAL UNIVERSITÁRIO**

**Orientador:
Prof. Dr. Sílvio de Oliveira Júnior**

**São Paulo
1997**

HUMBERTO DE CAMARGO GISSONI

**PROJETO DE UMA CENTRAL DE UTILIDADES
PARA O HOSPITAL UNIVERSITÁRIO**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica
Energia e Fluidos**

**Orientador:
Prof. Dr. Sílvio de Oliveira Júnior**

**São Paulo
1997**

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. MOTIVAÇÃO	2
3. CONHECIMENTO DO SISTEMA ATUAL	3
3.1. SISTEMA DE VAPOR E ÁGUA QUENTE	3
3.2. SISTEMA DE AR CONDICIONADO	7
4. DEMANDA DE UTILIDADES	8
5. PROPOSTAS	9
6. CICLO DE ABSORÇÃO	10
6.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	10
6.2. DIMENSIONAMENTO	19
7. CICLO DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA	26
7.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	26
7.2. DIMENSIONAMENTO	29
8. VIABILIDADE ECONÔMICA	35
9. CONCLUSÃO	38
ANEXO A — ESTIMATIVA DA QUANTIDADE DE VAPOR GERADO	39
ANEXO B — RESULTADOS DO CICLO DE ABSORÇÃO	40
ANEXO C — RESULTADOS DO CICLO DE POTÊNCIA	41
ANEXO D — LISTAGEM DO PROGRAMA PARA CÁLCULO DO CICLO DE ABSORÇÃO	42
ANEXO E — LISTAGEM DO PROGRAMA PARA CÁLCULO DO CICLO DE POTÊNCIA	45
ANEXO F — DADOS TÉCNICOS	47
ANEXO G — VISITAS	48
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	49

1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é o projeto de uma central de utilidades para o Hospital Universitário. Esta central deve fornecer: vapor, água quente, água gelada para o sistema de ar condicionado, e energia elétrica.

Esta cogeração de energia elétrica permitirá ao Hospital Universitário se tornar independente do fornecimento da rede pública.

Este trabalho pode ser dividido em duas fases: estudo do sistema atual com a determinação da demanda de utilidades do hospital e dimensionamento do sistema proposto.

2. MOTIVAÇÃO

A utilização de uma central de utilidades com cogeração de energia elétrica proporciona diversas vantagens, como: facilidade de manutenção, absorção do desbalanceamento de eletricidade e vapor existentes em determinados locais, localização mais rápida de distúrbios, melhor controle em caso de emergências, diminuição no número de equipamentos, maior eficiência e sobretudo um fornecimento confiável de energia elétrica.

Esta independência da rede elétrica é bastante útil, principalmente no caso de um hospital, pois o torna imune às falhas na alimentação. Para evitar esse problema o Hospital Universitário possui, atualmente, dois geradores acionados por motores diesel.

A geração de sua própria energia elétrica possui também outra vantagem: diminui o consumo de energia da rede deixando esta energia disponível para situações onde uma cogeração não é possível. Este fato é bastante relevante levando-se em conta que o potencial hidrelétrico da região Sudeste está saturado, sendo fundamental portanto, um aproveitamento máximo dos recursos disponíveis.

3. CONHECIMENTO DO SISTEMA ATUAL

Para o dimensionamento de uma planta de cogeração é necessário um perfeito conhecimento da demanda de utilidades.

Com este intuito foram realizadas quatro visitas ao Hospital Universitário, para que se pudesse conhecer o sistema atual de fornecimento de água, vapor, ar condicionado, etc. Estas visitas foram acompanhadas pelo Sr. Mateus, assistente técnico da direção.

O Hospital Universitário possui sistemas de fornecimento de ar comprimido, vácuo, ar condicionado, vapor, água quente e oxigênio. Neste trabalho serão analisados apenas os sistemas de fornecimento de ar condicionado, vapor e água quente, já que estes serão os sistemas realmente afetados na implantação de uma central de utilidades. Os sistemas de fornecimento de ar comprimido, oxigênio e vácuo funcionam de forma independente e a única mudança nestes sistemas após a implantação da central de utilidades será que ao invés de serem alimentados pela energia elétrica proveniente da rede pública estes passarão a utilizar a energia elétrica cogerada dentro da própria planta.

Os sistemas de fornecimento analisados podem ser divididos em dois grupos: sistema de vapor e água quente e sistema de ar condicionado.

3.1. SISTEMA DE VAPOR E ÁGUA QUENTE

Um esquema simplificado do sistema do hospital pode ser visto na próxima página (figura 1).

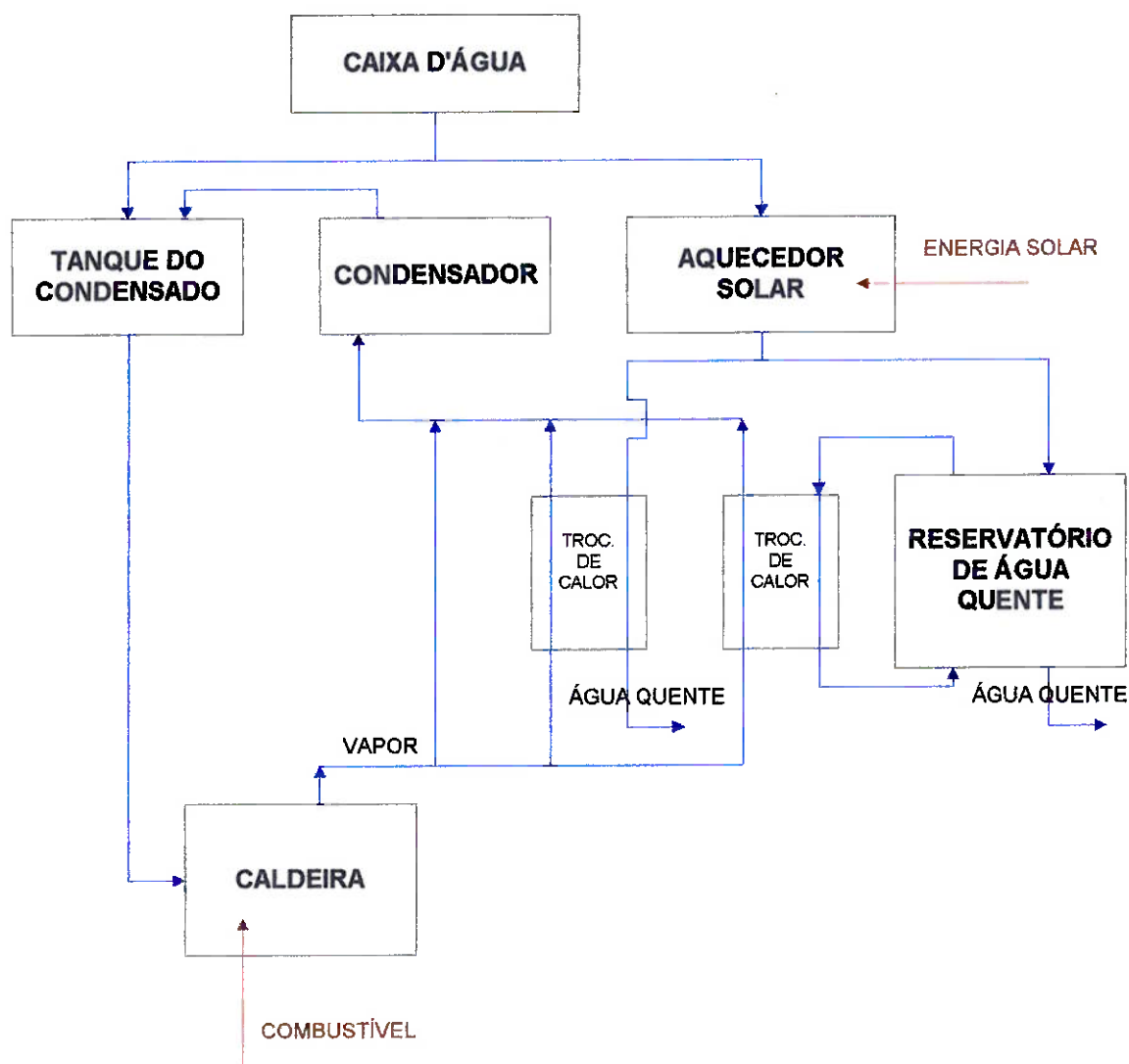


figura 1: Sistema de vapor e água quente

O sistema de geração de vapor funciona da seguinte maneira: o vapor que se condensa nas linhas de vapor retorna e é armazenado no tanque do condensado. Neste tanque é acrescentada, também, a água da caixa de modo a compensar o vapor consumido nas linhas. A água sai então do tanque do condensado (temperatura da ordem de 70°C) e alimenta a caldeira. Na caldeira esta água é vaporizada. O vapor gerado (temperatura de aproximadamente 180°C) vai, então, para as linhas de vapor e para os

trocadores de calor para aquecer a água. Depois disso esse vapor é condensado e volta para o tanque do condensado.

No sistema de fornecimento de água quente, a água sai da caixa e passa por um aquecedor solar onde é aquecida até a temperatura de aproximadamente 35°C, a seguir parte desta água passa por um trocador de calor e vai para o Setor de Pediatria (numa temperatura de aproximadamente 80°C) e outra parte vai para o reservatório de água quente que abastece todo o restante do hospital (a água do reservatório é mantida sempre aquecida através de bombas que fazem a água circular constantemente por um outro trocador de calor). O Hospital Universitário possui dois reservatórios de água quente e a temperatura da água em cada um deles é da ordem de 100°C.

Caldeiras

Conforme pode ser visto na foto da página seguinte (foto 1), o Hospital Universitário possui três caldeiras sendo que elas nunca estão ligadas simultaneamente, nos dias quentes apenas uma é ligada e nos dias frios duas. Estas caldeiras são do tipo flamo tubulares, ou seja, os gases resultantes da combustão passam por dentro de tubos aquecendo a água que está externa a estes tubos. Este tipo de construção é bastante utilizado em caldeiras pequenas.

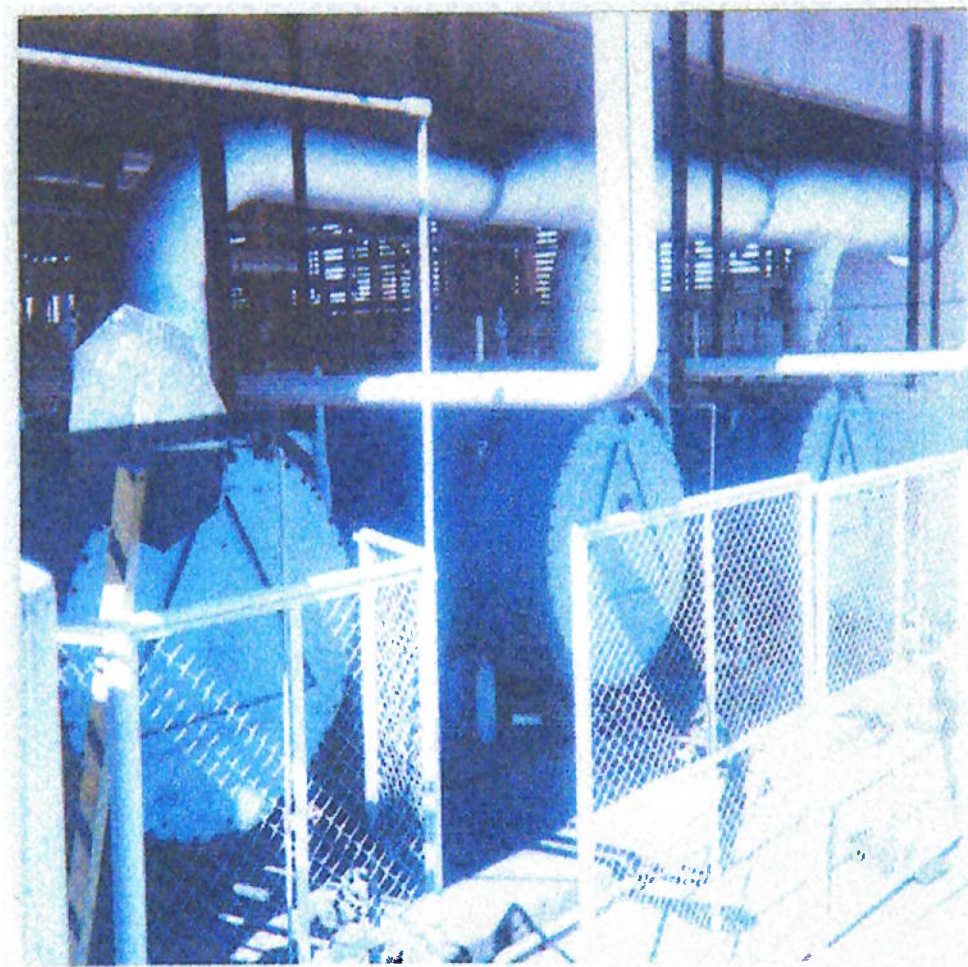


Foto 1: Caldeiras flamo-tubulares.

A pressão de trabalho nas caldeiras (pressão relativa) é 8 kgf/cm^2 , com a temperatura do vapor na saída da ordem de 180°C . O óleo que alimenta as caldeiras é o BPF 1A com baixo teor de enxofre. Como este óleo é muito viscoso, ele tem que ser armazenado aquecido. O consumo é de dezoito toneladas de óleo por semana. Com o consumo de óleo foi possível estimar a quantidade gerada de vapor de água. O valor encontrado foi $37400 \text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{dia}$. Os cálculos se encontram no anexo A.

3.2. SISTEMA DE AR CONDICIONADO

Um esquema simplificado do sistema de ar condicionado pode ser observado no diagrama abaixo (figura 2).

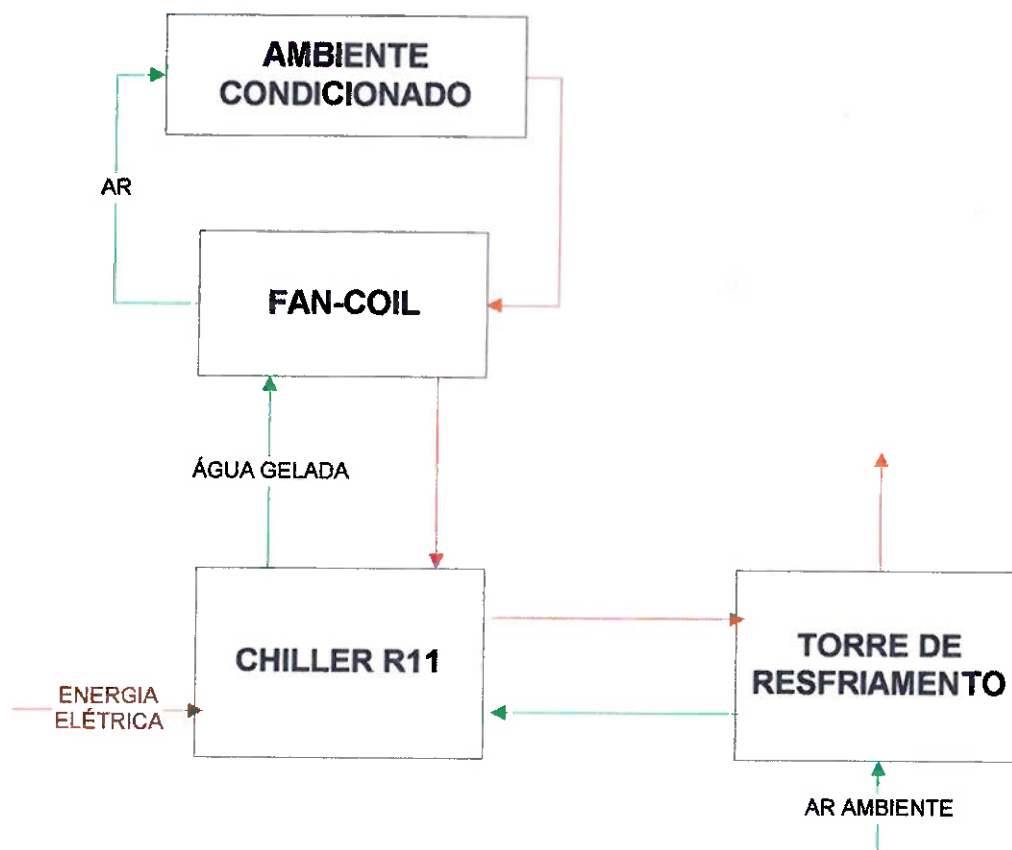


Figura 2: Sistema de ar condicionado

Conforme o diagrama, o ar quente do ambiente é resfriado no *Fan-coil*, onde troca calor com a água gelada, essa água que teve sua temperatura aumentada troca calor dentro do *Chiller* com a água de condensação que a seguir transfere calor para o ar ambiente na torre de resfriamento.

O *Chiller* possui uma potência nominal de 300 CV e uma capacidade de refrigeração da ordem de 155 TR (valor obtido através de um representante da Carrier no Brasil). O fluido de trabalho é o R11.

4. DEMANDA DE UTILIDADES

Conforme já foi comentado anteriormente, para que seja possível o dimensionamento do novo sistema é necessário determinar os objetivos deste sistema. Até agora verificou-se que o sistema deve ser capaz de produzir 37400 kg_{vapor}/dia e possuir uma capacidade de refrigeração de 155 TR. Falta definir, entretanto, a quantidade de energia elétrica a ser gerada.

Este foi o dado mais difícil de ser obtido, já que o consumo de energia elétrica de cada unidade da Universidade de São Paulo não é computado separadamente há algum tempo. Como forma de se estimar esse valor foram utilizados dados do consumo instantâneo do hospital obtidos nos aparelhos da casa de máquinas, a capacidade dos geradores alimentados pelos motores diesel e informações obtidas com o Sr. Miguel da diretoria da Cidade Universitária. Com estes dados chegou-se ao valor de aproximadamente 1,8 MW de demanda, descontando-se o consumo do *Chiller* que é da ordem de 300 kW, deduz-se que o novo sistema deve ser capaz de gerar 1,5 MW de energia elétrica.

Portanto, a demanda de utilidades do Hospital Universitário é:

- 37400 kg_{vapor}/dia
- 155 TR
- 1500 kW de energia elétrica

Sendo estes os valores a serem usados no projeto da central de utilidades.

5. PROPOSTAS

Para a planta de cogeração são propostas as seguintes soluções:

- **Geração de potência:** como fonte de energia será utilizado o gás natural, esse gás será queimado numa câmara de combustão e os gases resultantes se expandirão numa turbina, esta turbina aciona um gerador que fornecerá a energia elétrica para o hospital. Os gases de combustão serão ainda aproveitados após saírem da turbina para o aquecimento da água numa caldeira de recuperação que gerará o vapor necessário ao hospital e ao ciclo de absorção.
- **Refrigeração:** o ciclo tradicional de compressão a vapor será substituído por um ciclo de absorção, que é um ciclo que opera a calor, de forma a aproveitar o calor ainda presente nos gases de combustão. A diferença entre o ciclo de compressão a vapor e o ciclo de absorção é como o vapor de baixa pressão do evaporador é transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador. O sistema de compressão a vapor utiliza um compressor para esta tarefa, já o sistema de absorção primeiro absorve vapor de baixa pressão em um líquido apropriado com rejeição de calor, a seguir, eleva a pressão do líquido com uma bomba e libera o vapor do líquido absorvente por adição de calor.

6. CICLO DE ABSORÇÃO

6.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Ciclo de compressão a vapor

O ciclo de compressão a vapor é o ciclo de refrigeração mais utilizado. Ele é composto por quatro componentes: condensador, válvula de expansão, evaporador e compressor (figura 3).

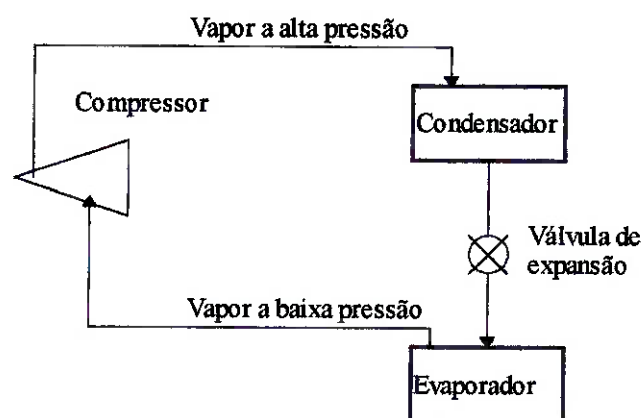


Figura 3: Esquema do ciclo

Os processos de um ciclo padrão de compressão a vapor, conforme podem ser vistos na figura 4, são:

- Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação (processo 1—2),
- Rejeição reversível de calor a pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois (processo 2—3),

- Expansão irreversível a entalpia constante desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação (processo 3—4) e
- Ganho de calor a pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado (processo 4—1).

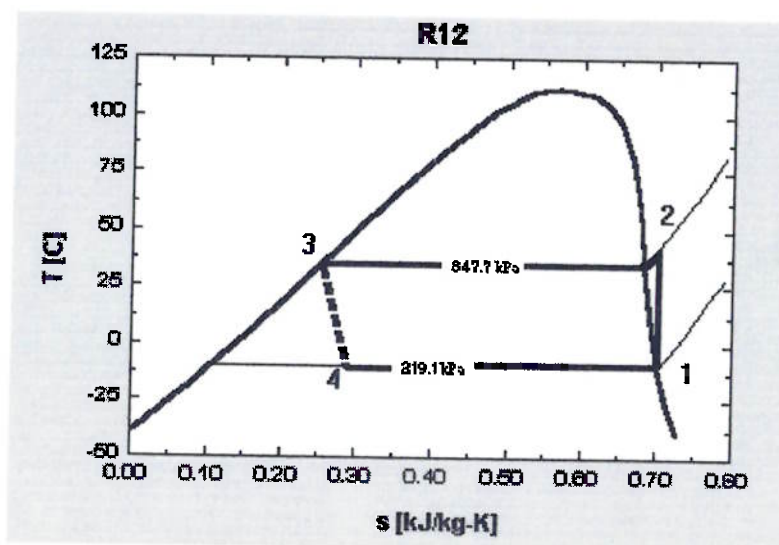


Figura 4: Ciclo padrão de compressão a vapor do R12

Como todo ciclo de refrigeração a finalidade é a extração de calor da fonte de baixa temperatura e requer ação de trabalho externo.

Principais diferenças entre o ciclo de compressão a vapor e o ciclo de absorção

O francês Ferdinand Carré inventou o sistema de absorção e tirou uma patente nos Estados Unidos em 1860. O primeiro uso do sistema nos Estados Unidos foi provavelmente feito pelos Estados Confederados durante a Guerra Civil para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo norte.

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de refrigeração irá operar com o condensador,

a válvula de expansão e o evaporador, se o vapor de baixa pressão do evaporador puder ser transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador. O sistema de compressão de vapor usa um compressor para esta tarefa. O sistema de absorção funciona de maneira diferente, primeiro absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção há a conversão de vapor em líquido, desde que esse processo é similar ao de condensação, o calor precisa ser rejeitado durante o processo. O passo seguinte é elevar a pressão do líquido com uma bomba, e o passo final é liberar o vapor do líquido absorvente através da adição de calor (figura 5).

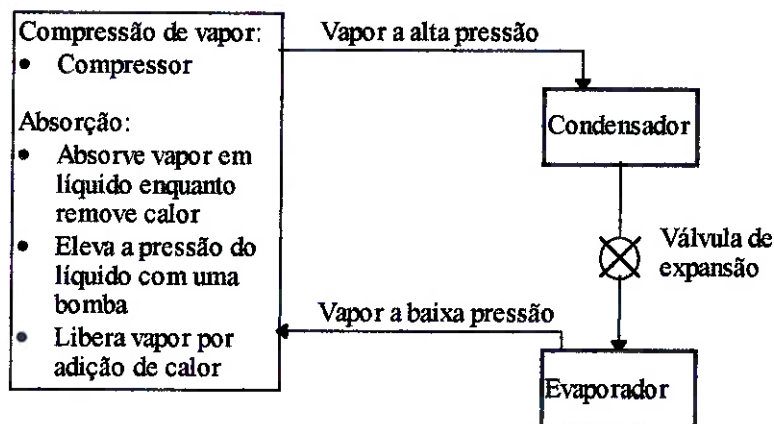


Figura 5: Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão

O ciclo de compressão de vapor é descrito como um ciclo operado a trabalho porque a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como ciclo operado a calor porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera o vapor do líquido de alta

pressão. Na verdade existe a necessidade de trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração é mínima, comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor.

Funcionamento do ciclo de absorção

Um ciclo de absorção básico é mostrado na figura 6. O condensador e o evaporador trabalham da mesma forma que num ciclo de compressão de vapor enquanto a operação de compressão é proporcionada pela montagem apresentada na metade do diagrama à esquerda. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor, eleva sua pressão, e o entrega ao gerador. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor por uma válvula redutora de pressão cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

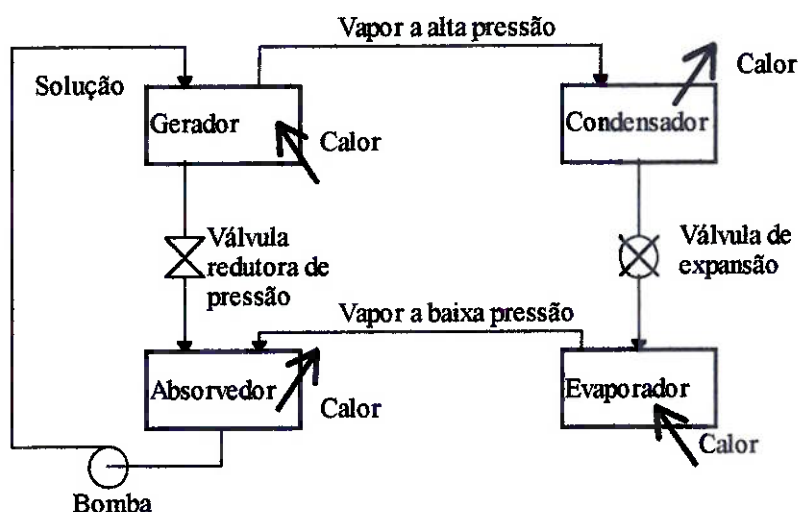


Figura 6: Unidade de absorção básica

Os fluxos de entrada e saída de calor nos quatro trocadores de calor componentes do ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que o calor a baixa temperatura da substância que está sendo resfriada entra no evaporador. A rejeição de calor no ciclo ocorre no absorvedor e no condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para atmosfera.

Ciclo de absorção trabalhando com solução de LiBr-água

O brometo de lítio é uma sal sólido cristalino; na presença de vapor de água ele absorve o vapor e torna-se uma solução líquida. A solução líquida exerce uma pressão de vapor de água que é uma função da temperatura e da concentração da solução. Se dois vasos forem conectados, como na figura 7, um vaso contendo solução de LiBr-água e o outro de água pura, cada líquido exerceria uma pressão de vapor. No equilíbrio as pressões de vapor de água

exercidas pelos dois líquidos seriam iguais. Um exemplo de uma condição de equilíbrio é notado na figura 7. Se a temperatura da água pura é 40°C, sua pressão de vapor é 7,38 kPa. Esta mesma pressão de vapor poderia ser desenvolvida por uma solução de LiBr-água a uma temperatura de 80°C e uma concentração $x=59\%$ LiBr na base mássica. Muitas outras combinações de temperaturas e concentrações de solução podem fornecer uma pressão de vapor de 7,38 kPa.

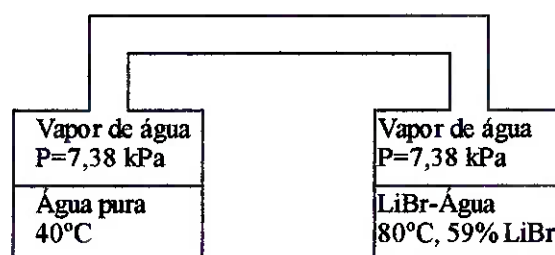


Figura 7: Pressão de equilíbrio do vapor de água

O *software* EES fornece as propriedades de uma solução saturada de LiBr-água se forem fornecidas duas propriedades independentes como pressão, concentração ou temperatura da mistura.

Cálculo do coeficiente de eficácia de um ciclo ideal

O coeficiente de eficácia de um ciclo de absorção é definido como:

$$COP_{abs} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}}$$

Em certos aspectos a aplicação do termo COP para os sistemas de absorção não é feliz porque o seu valor é apreciavelmente menor que os dos

ciclos de compressão de vapor (0,6 contra 3, por exemplo). O valor comparativamente baixo do COP_{abs} não deve ser considerado prejudicial para os ciclos de absorção, porque os $COPs$ dos dois ciclos são definidos diferentemente. O COP do ciclo de compressão de vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo. Energia na forma de trabalho é normalmente muito mais valiosa e cara que energia na forma de calor.

Uma compreensão adicional da distinção das eficácias dos ciclos de absorção e compressão de vapor pode ser oferecida pelo exercício de determinar o COP do ciclo de absorção ideal. A figura 8 sugere como realizar esta análise, porque os processos nos blocos da esquerda consistem de um ciclo de potência que desenvolve o trabalho necessário para realizar a compressão do vapor do evaporador para o condensador no ciclo de refrigeração. Estes dois ciclos são mostrados esquematicamente na figura 8. O ciclo de potência recebe energia na forma de calor q_g a uma temperatura absoluta T_s , entrega alguma energia W na forma de trabalho para o ciclo de refrigeração e rejeita uma quantidade de energia q_a na forma de calor a temperatura T_a . O ciclo de refrigeração recebe o trabalho W e com ele transfere calor q_e à temperatura de refrigeração de T_r para a temperatura T_a , onde a quantidade q_c é rejeitada.

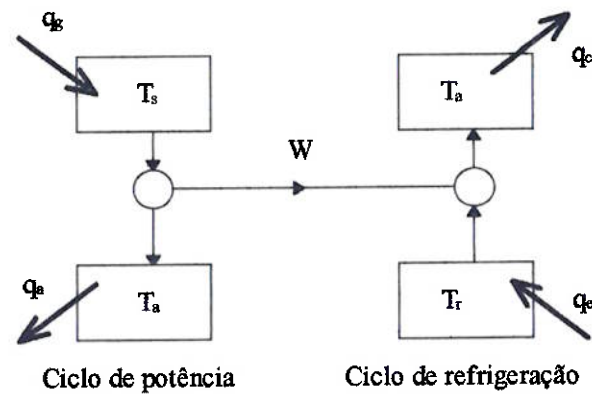


Figura 8: Ciclo de refrigeração operado a calor como uma combinação de um ciclo de potência e um de refrigeração.

O ciclo ideal operando com processos termodinamicamente reversíveis entre duas temperaturas é um ciclo de Carnot, que aparece como um retângulo no diagrama temperatura-entropia. Para o ciclo de potência do lado esquerdo da figura 8:

$$\frac{q_g}{W} = \frac{T_s}{T_s - T_a}$$

e para o ciclo de refrigeração do lado direito:

$$\frac{q_e}{W} = \frac{T_r}{T_a - T_r}$$

Como a taxa de refrigeração (q_e) e a taxa de calor adicionado ao gerador (q_g) podem ser retiradas das equações anteriores, tem-se que o COP é:

$$COP = \frac{q_e}{q_g} = \frac{T_r (T_s - T_a)}{T_s (T_a - T_r)}$$

Papel do ciclo de absorção no projeto de cogeração para o Hospital Universitário

A utilização do ciclo de absorção diminui sensivelmente o consumo de energia elétrica, já que o compressor de vapor sozinho responde por 15% do consumo do Hospital Universitário (aproximadamente 220 kW).

O *chiller* escolhido para este projeto foi 16JT *Double-effect steam* da Carrier, já que o vapor disponível é de alta pressão (aproximadamente 8 atmosferas) o que permite a utilização de um *chiller* de duplo efeito que possui um rendimento até 45% maior que um *chiller* de um único efeito (COP de 1,2 contra 0,7).

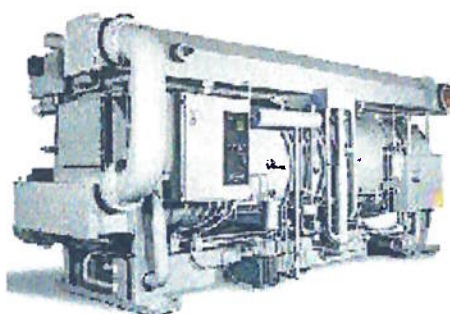


Foto 2: Chiller 16JT Double-effect steam, fabricante Carrier.

Configuração de uma unidade de absorção comercial de duplo efeito

A construção de uma instalação de absorção comercial de duplo efeito tira proveito do fato de que o condensador e o gerador de baixa pressão operam a mesma pressão e combinam estes componentes em um mesmo vaso. Similarmente, o evaporador e o absorvedor são instalados em um

mesmo vaso. Desta forma uma unidade de absorção de duplo efeito é composta por três vasos:

- Vaso I: contém o gerador de alta pressão,
- Vaso II: gerador de baixa pressão e condensador,
- Vaso III: absorvedor e evaporador.

No vaso II o vapor de água do gerador deriva para o condensador, onde é liqüefeito, enquanto que no vaso III o vapor de água liberado no evaporador escoar para o absorvedor. Para aumentar a taxa de transferência de calor no evaporador uma bomba de recirculação pulveriza a água a ser evaporada sobre os tubos do evaporador para resfriar a carga de refrigeração. Note-se que a água gelada que serve a carga de refrigeração é um circuito separado da água que serve como refrigerante na unidade de absorção. A manutenção de circuitos separados de água ajuda a manter uma maior pureza na unidade de absorção e permite à água que serve a carga de refrigeração operar a pressões acima da atmosférica. Verifica-se também que a água da torre de resfriamento passa em série pelo absorvedor e condensador, extraindo calor de ambos os componentes.

6.2. DIMENSIONAMENTO

Conforme já foi comentado, neste projeto, por razões de rendimento, foi escolhido um *chiller* de absorção de duplo efeito. A diferença fundamental entre um *chiller* de um único efeito e um *chiller* de duplo efeito é que o segundo possui dois geradores, um de alta pressão e um de baixa. Além disso, o *chiller*

escolhido (16 JT da Carrier) possui três trocadores de calor para aumentar o rendimento. O ciclo pode ser compreendido melhor observando-se a figura 9.

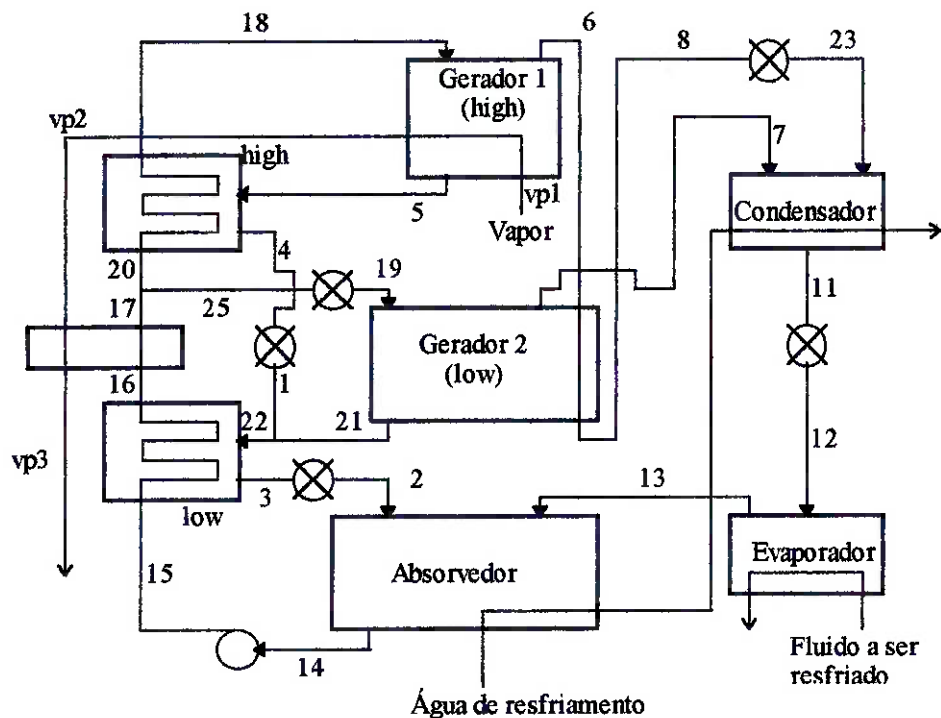


Figura 9: Ciclo simulado

Foram então realizados balanços de massa e energia para todos os elementos componentes do ciclo. As equações obtidas foram colocadas no software EES e este a partir destas equações e das hipóteses assumidas resolveu o sistema e forneceu as respostas. Todas as equações utilizadas podem ser vistas a seguir:

Equacionamento

```

t11 = 40
p11 = P('Water', T=t11, x=0)
h11 = h('Water', T=t11, x=0)
t13 = 4.4
p13 = P('Water', T=t13, x=1)
h13 = h('Water', T=t13, x=1)
m13 = m11
qevap = 545
qevap = m11 · (h13 - h11)
x14 = xd
x15 = xd
x16 = xd
x17 = xd
x19 = xd
x20 = xd
x18 = xd
x25 = xd
xd = 58.3
td = -0.0443 · xd2 + 6.664 · xd - 116.3
h0d = HLIBR(td, xd, 2)
p14 = p13
t14 = TLIBR(p14, x14, 2)
hc14 = HLIBR(t14, x14, 2)
h14 = hc14 - h0d
x1 = xc
x2 = xc
x3 = xc

x22 = xc
x21 = xc
x4 = xc
x5 = xc
xc = 63.8
tc = -0.0443 · xc2 + 6.664 · xc - 116.3
h0c = HLIBR(tc, xc, 2)
p21 = p11
t21 = TLIBR(p21, x21, 2)
hc21 = HLIBR(t21, x21, 2)
h21 = hc21 - h0c
p5 = 120
t5 = TLIBR(p5, x5, 2)
hc5 = HLIBR(t5, x5, 2)
h5 = hc5 - h0c
p6 = p5
h6 = h('Water', P=p6, x=1)
t6 = T('Water', P=p6, x=1)
p8 = p6
h8 = h('Water', P=p8, x=0)
t8 = T('Water', P=p8, x=0)
m8 = m6
qtroc = m6 · h6 - m8 · h8
m14 · x14 = m2 · x2
m14 = m13 + m2
m20 = m19
p7 = p11

```

```

h7 = h('Water', P=p7, x=1)
t7 = T('Water', P=p7, x=1)
m7 + m8 = m11
m18 · x18 = m5 · x5
m18 = m5 + m6
m19 · x19 = m21 · x21
m19 = m21 + m7
m4 = m5
m1 = m4
m22 = m21 + m1
h1 = h4
m22 · h22 = m21 · h21 + m1 · h1
m20 = m18
m25 = m19
m17 = m20 + m25
m16 = m17
qtroc = m7 · h7 + m21 · h21 - m19 · h19
h20 = h25
h25 = h19
h17 = h25
h18 = h20 + 15
m5 · h5 - m4 · h4 = m18 · h18 - m20 · h20
qger = m6 · h6 + m5 · h5 - m18 · h18
qcond = m7 · h7 + m8 · h8 - m11 · h11
pvp1 = 700
hvp1 = h('Water', P=pvp1, x=1)
tvp1 = T('Water', P=pvp1, x=1)

pvp2 = pvp1
hvp2 = h('Water', P=pvp2, x=0)
tvp2 = T('Water', P=pvp2, x=0)
qger = mvap · (hvp1 - hvp2)
pvp3 = 300
tvp3 = 93
hvp3 = h('Water', P=pvp3, T=tvp3)
qdrain = mvap · (hvp2 - hvp3)
qdrain = m16 · (h17 - h16)
h15 = h14
m15 = m14
h3 = h2
m3 = m2
m16 · (h16 - h15) = m22 · (h22 - h3)
qabs = m2 · h2 + m13 · h13 - m14 · h14
cop =  $\frac{q_{\text{evap}}}{q_{\text{ger}}}$ 
h18 = hc18 - h0d
hc18 = HLIBR(t18, x18, 2)
h4 = hc4 - h0c
hc4 = HLIBR(t4, x4, 2)
p4 = p5
p1 = p21
p19 = p21
p3 = p21
t1 = t4
t15 = t14
t17 = t19
t20 = t19

```

```

t25 = t19
t3 = t2
p15 = p5
p16 = p15
p17 = p16
p20 = p17
p25 = p17
p18 = p20
h19 = hc19 - h0d
hc19 = HLIBR(t19, x19, 2)
h16 = hc16 - h0d
hc16 = HLIBR(t16, x16, 2)
h2 = hc2 - h0c
hc2 = HLIBR(t2, x2, 2)
p2 = p13
h22 = hc22 - h0c
hc22 = HLIBR(t22, x22, 2)
p22 = p21
m23 = m8
h23 = h8
p23 = p11
t23 = T('Water', P=p23, h=h23)
tit23 = x('Water', h=h23, P=p23)
m12 = m11
h12 = h11
p12 = p13
t12 = T('Water', P=p12, h=h12)
tit12 = x('Water', h=h12, P=p12)
cpa = 4.184

tae = 12
tas = 7
magel =  $\frac{q_{evap}}{cpa \cdot (tae - tas)}$ 
tre = 29
trs = 35
mares =  $\frac{q_{cond} + q_{abs}}{cpa \cdot (trs - tre)}$ 

```

A listagem do programa se encontra no anexo B.

As hipóteses assumidas foram:

$$Q_{\text{evap}} = 545 \text{ kW (capacidade de refrigeração necessária no HU)}$$

$$X_c = 63.8$$

$$X_d = 58.3$$

$$P_{\text{ger1}} = 120 \text{ kPa}$$

$$T_{\text{evaporador}} = 4.4^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{condensador}} = 40^\circ\text{C}$$

$$T_{18} - T_{20} = 7.5^\circ\text{C}$$

$$m_{25} = m_{20}$$

$$P_{\text{entr.vapor}} = 700 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{saída líquido comprimido}} = 300 \text{ kPa}$$

$$T_{\text{saída líquido comprimido}} = 93^\circ\text{C}$$

Os principais resultados obtidos foram:

$$Q_{\text{ger}} = 428.2 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{troc}} = 261.1 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{evap}} = 545.0 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{abs}} = 725.2 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{cond}} = 311.7 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{drain}} = 63.72 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 1.273$$

$$m_{\text{gel}} = 26.05 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{ares}} = 41.31 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{vap}} = 0.2074 \text{ kg/s}$$

Lembrando que:

- m_{ageI} é a vazão de água gelada nas torres de resfriamento,
- m_{ares} é a vazão de água a ser resfriada no evaporador e que irá alimentar os *Fan-coils*, e
- m_{vap} é a vazão de vapor necessária à operação do ciclo.

Uma tabela com todos os resultados obtidos se encontra no anexo D.

Com os resultados obtidos verifica-se que o COP calculado (1.273) se aproximou bastante do COP fornecido pelo fabricante (1.2) e da mesma maneira, a vazão de vapor necessária para o funcionamento (0.207 kg/s) também se aproximou bastante daquela divulgada pelo fabricante (0.195 kg/s).

7. CICLO DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA

7.1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

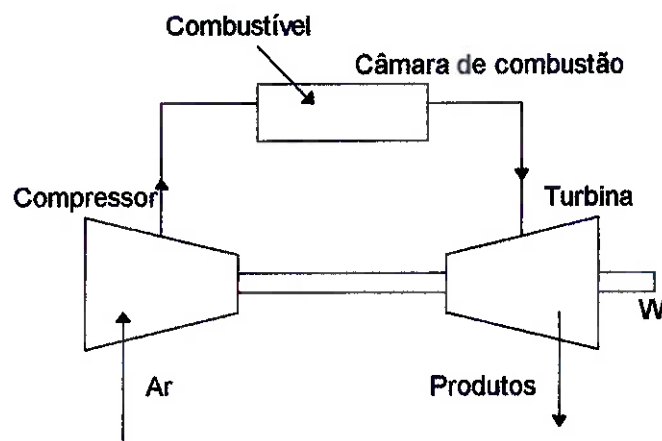


Figura 10: Esquema do ciclo Brayton

Para a geração de potência na central de utilidades foi adotada uma turbina a gás. O ciclo-padrão de ar Brayton é o ciclo ideal para a turbina a gás simples. Uma turbina simples, de ciclo aberto, utilizando um processo de combustão interna é mostrada na figura 10. O ciclo padrão a ar Brayton é mostrado no diagrama T-s da figura 11.

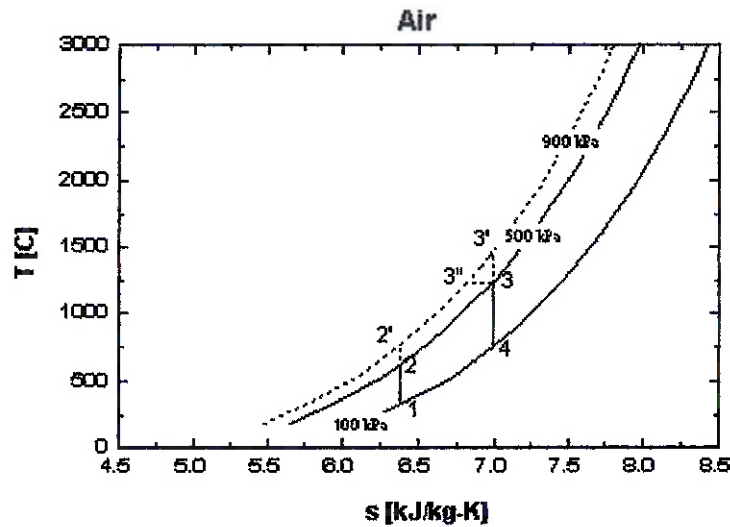


Figura 11: Diagrama T-s do ciclo Brayton.

Determina-se o rendimento do ciclo-padrão Brayton como se segue:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4 / T_1 - 1)}{T_2(T_3 / T_2 - 1)}$$

Observamos, entretanto, que:

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{e} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Conclui-se que:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad \therefore \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad \text{e} \quad \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

Dessa maneira:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}}$$

O rendimento do ciclo-padrão a ar Brayton é portanto uma função da relação de pressão isentrópica, a figura apresenta o gráfico de rendimento vs relação de pressão. O fato do rendimento aumentar com a relação de pressão

é evidente pelo diagrama T-s da figura 11 porque, aumentando-se a relação de pressão, o ciclo muda de 1-2-3-4-1 a 1-2'-3'-4-1. Esse último ciclo tem um fornecimento de calor maior e o mesmo calor rejeitado do ciclo original e, portanto, tem um rendimento maior. Observe-se, além disso, que o último ciclo tem uma temperatura máxima maior ($T'3$) do que o ciclo original ($T3$). Numa turbina a gás real a temperatura máxima do gás que entra na turbina é fixada por razões metalúrgicas (neste projeto esta temperatura foi fixada em 1000°C). Portanto se fixarmos a temperatura $T3$, e aumentarmos a relação de pressão, o ciclo resultante é 1-2'-3''-4''-1. Esse ciclo teria um rendimento maior do que o ciclo original, mas há mudança do trabalho por quilo de fluido trabalhante.

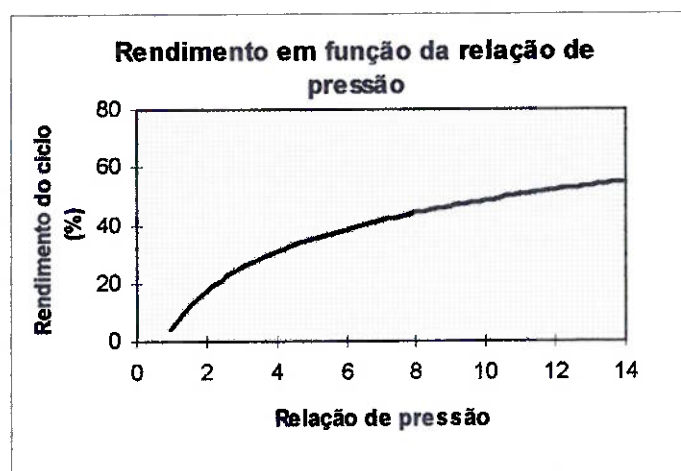


Figura 12: Relação entre pressões e rendimentos

A turbina a gás real difere do ciclo ideal, principalmente devido às irreversibilidades no compressor e na turbina, e devido à perda de carga nas passagens do fluido e na câmara de combustão.

As eficiências do compressor e da turbina são definidas em relação aos processos isentrópicos. As definições das eficiências do compressor e da turbina são as seguintes:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

Uma outra característica importante do ciclo Brayton é a grande quantidade de trabalho necessária no compressor, comparado com o trabalho da turbina. Desse modo, o compressor pode necessitar de 40 a 80% da potência desenvolvida na turbina. Isso é particularmente importante quando se considera o ciclo real, porque o efeito das perdas é de requerer maior quantidade de trabalho de compressão e realizar menor quantidade de trabalho na turbina e, assim, o rendimento global diminui rapidamente com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina. De fato se essas eficiências caírem abaixo de aproximadamente 60%, todo o trabalho da turbina será necessário para acionar compressor e o rendimento global será zero.

7.2. DIMENSIONAMENTO

O ciclo de geração de potência foi simulado independentemente do ciclo de absorção. A forma de relacionar as duas simulações foi o calor trocado na caldeira de recuperação, ou seja, o calor disponível na caldeira deve ser capaz de gerar vapor para o consumo do hospital e para o ciclo de absorção.

O ciclo dimensionado se encontra na figura 13 abaixo:

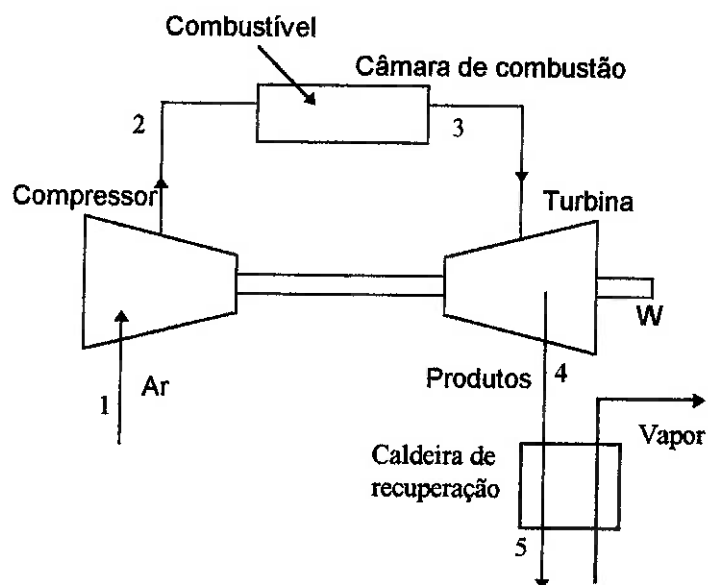


Figura 13: ciclo simulado

Novamente, como no caso do ciclo de absorção, foram realizados balanços de energia e massa. As equações obtidas foram:

Componente: compressor.

$$t_{2s} = t_1 RC^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}$$

$$\eta_{comp} = \frac{t_{2s} - t_1}{t_2 - t_1}$$

$$W_{comp} = m_{ar} c_{par} (t_2 - t_1)$$

Componente: câmara de combustão.

$$m_{ar} c_{par} t_2 + m_{comb} c_{pcomb} t_{comb} + m_{comb} PCI = m_{gas} c_{pgas3} t_3$$

Componente: turbina

$$t_{4s} = t_3 \left(\frac{1}{RC} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)}$$

$$\eta_{turb} = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_{4s}}$$

$$W_{tot} = m_{gas} c_{pgas3} t_3 - m_{gas} c_{pgas4} t_4$$

Componente: caldeira de recuperação

$$Q_{vap} = (Q_{ger1} + m_{vh} (h_{vhs} - h_{vhe}))$$

$$Q_{gas} = m_{gas} c_{pgas4} t_4 - m_{gas} c_{pgas5} t_5$$

$$Q_{gas} = \frac{Q_{vap}}{\eta_{cald}}$$

Lembrando que:

m_{vh} é quantidade de vapor necessária no HU

v_{he} é o vapor do hospital na entrada da caldeira,

v_{hs} é o vapor do hospital na saída da caldeira, e

Q_{ger1} é o calor que deve ser fornecido ao ciclo de absorção

A quantidade de potência gerada na turbina deve ser capaz de acionar o compressor e ainda gerar 1500 MW de energia elétrica.

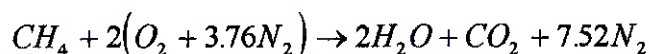
$$W_{tot} = W_{liq} + W_{comp}$$

Para o cálculo do c_p dos gases foram utilizadas fórmulas que permitem estimar o valor do c_p de cada gás em função da temperatura e a partir daí o c_p dos gases foi calculado como uma média ponderada em função das massas.

A obtenção das massas se deu através da reação, como pode ser visto a seguir:

Hipótese: composição do gás natural é 100% metano

Reação estequiométrica:



$$\frac{2(O_2 + 3.76N_2)}{CH_4} \Rightarrow 17.6 \frac{\text{kg ar}}{\text{kg comb}}$$

Imaginando que a reação seja sempre estequiométrica ou com excesso de ar, pode-se encontrar as seguintes relações:

$$m_{H_2O} = 2.25m_{comb}$$

$$m_{CO_2} = 2.75m_{comb}$$

$$m_{N_2} = 0.767m_{ar}$$

$$(m_{ar} - 0.767m_{ar}) - 4m_{comb} = m_{O_2}$$

e assim:

$$c_{pgas} = \frac{(m_{H_2O}c_{pH_2O} + m_{CO_2}c_{pCO_2} + m_{N_2}c_{pN_2} + m_{O_2}c_{pO_2})}{m_{gas}}$$

Lembrando que:

$$c_{pH_2O} = f(t)$$

$$c_{pCO_2} = f(t)$$

$$c_{pN_2} = f(t)$$

$$c_{pO_2} = f(t)$$

As hipóteses assumidas foram:

$$tar=25^{\circ}C$$

$$t3=1000^{\circ}C$$

$$RC=9$$

$$\eta_{comp}=0.85$$

$$\eta_{turb}=0.72$$

$$\eta_{cald}=0.90$$

Os principais resultados obtidos foram:

$$t1=298 \text{ K}$$

$$t2=604.2 \text{ K}$$

$$t4=845.7 \text{ K}$$

$$t5=622.2 \text{ K}$$

$$W_{comp}=2038 \text{ kW}$$

$$W_{liq}=1500 \text{ kW}$$

$$W_{tot}=3538 \text{ kW}$$

$$\text{Eficiência térmica da turbina} = 0.22$$

$$Q_{\text{água}} = 1561 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{ar} = 6.631 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{comb}} = 0.135 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{gas}} = 6.766 \text{ kg/s}$$

O programa contendo as equações se encontra no anexo E enquanto os demais resultados obtidos se encontram no anexo C.

8. VIABILIDADE ECONÔMICA

De modo a verificar a real viabilidade de um projeto de cogeração será realizado agora um rápido estudo dos custos envolvidos neste projeto e uma comparação destes custos com a situação atual.

Projeto de cogeração

Custos de implementação:

Turbina (incluindo gerador, compressor e controles)

Fonte: ABB

R\$ 900.000,00

Chiller 16 JT capacidade de 155 TR

Fonte: Carrier

R\$ 200.000,00

Torre de resfriamento:

Fonte: Alpina

R\$ 20.000,00

Caldeira de recuperação:

Fonte: Domel

R\$ 100.000,00

Total:

R\$ 1.220.000,00

Obs: todos os valores de custo utilizados neste projeto foram estimativas rápidas fornecidas pelos próprios fabricantes.

Custo anual:

Conforme foi calculado, a vazão de combustível (gás natural) necessária para este projeto é 0,135 kg/s. Isto equivale a 0,208 m³/s. A tarifa

de gás natural para quem realiza cogeração está hoje (de acordo com a Comgas) R\$ 0,1156 / m³ + ICMS de 14,4%.

Dessa maneira o custo anual seria:

R\$ 867.468,00

Situação atual

Fazendo-se as hipóteses de que 25% do consumo do hospital se dê no horário de ponta e que a demanda contratada seja igual ao consumo tem-se:

Tarifa média = R\$ 60,00/MWh (fonte: Eletropaulo, tarifa azul)

Consumo médio do Hospital Universitário = 1,8 MW = 15552 MWh/ano

Custo Anual:

R\$ 933.120,00

Deve ser considerado também o custo do óleo BPF 1A que alimenta a caldeira que é R\$ 0,1681/kg. O consumo semanal do hospital é 18000 kg de óleo, assim:

Consumo anual = 938571 kg

Custo Anual

R\$ 157.774,00

Com os custos calculados é fácil encontrar o tempo de retorno do investimento.

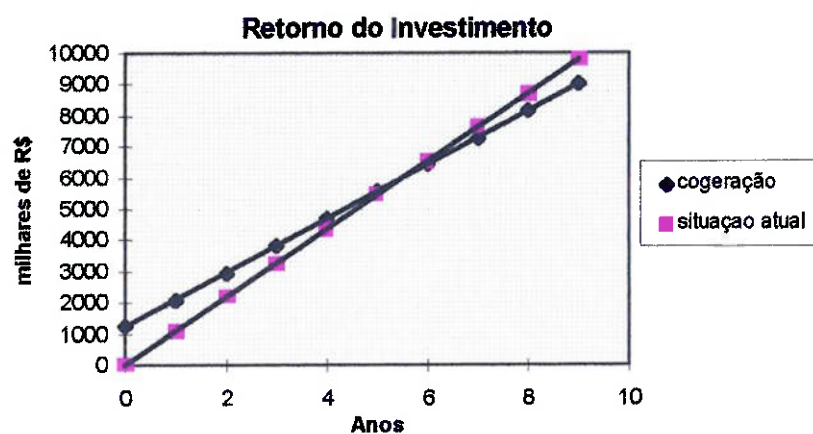


Figura 14: Tempo de retorno do investimento

Verifica-se então que o sistema de cogeração passaria a ser vantajoso já a partir do sexto ano.

9. CONCLUSÃO

Analisando-se os resultados obtidos e os valores esperados, principalmente os rendimentos, verifica-se que o modelo termodinâmico utilizado no dimensionamento mostrou-se adequado. O *software* EES, devido a sua biblioteca interna de propriedades termodinâmicas, também facilitou muito essa simulação.

Com relação a viabilidade econômica ficou claro que a cogeração pode ser uma boa alternativa para o futuro. A tarifa especial de gás natural para cogeração é um grande incentivo à sua utilização.

Neste projeto verificou-se que o tempo de retorno do investimento foi da ordem de 6 anos. Não se pode esquecer também a possibilidade de venda de energia para a concessionária que não foi considerada neste trabalho, esta possibilidade tornaria a cogeração ainda mais atraente.

De qualquer forma ficou provado que a cogeração é uma alternativa mais que viável para novos projetos.

ANEXO A — ESTIMATIVA DA QUANTIDADE DE VAPOR GERADO

Dados:

Combustível BPF 1A baixo teor de S

Consumo de 18000 kg/semana

Pressão relativa da caldeira: 8 kgf/cm²

Temperatura do tanque de condensado $\cong 70^{\circ}\text{C}$

Adotando $\eta = 0,85$

E de acordo com o livro **Oil Burners**, pág. 12 para combustíveis que requerem pré-aquecimento para armazenamento e queima, tem-se:

Heat value (BTU/ gallon) = 154000

Weight (Lbs/gallon) = 8,44

$$154000 \frac{\text{BTU}}{\text{gallon}} \times \frac{1}{8,44} \frac{\text{gallon}}{\text{Lbs}} = 18246,45 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}}$$

Como: 1 BTU = 1,055058 kJ

e 1 Lb = 0,4535923 kg

$$PCI = 42440,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 10143 \frac{\text{cal}}{\text{g}}$$

Propriedades :

Líquido saturado $T = 70^{\circ}\text{C} \rightarrow h_{\text{liq}} = 292,98 \text{ kJ/kg}$

Pressão relativa = 8 kgf/cm² $\rightarrow P_{\text{abs}} = 885,35 \text{ kPa}$

Supondo que o vapor saia saturado e com pressão absoluta $P_{\text{abs}} = 885,35 \text{ kPa}$ tem-se:

$h_{\text{vapor}} = 2773,3 \text{ kJ/kg}$

$T_{\text{vapor}} = 179,67^{\circ}\text{C}$

Aplicando-se a 1ª lei na caldeira:

$$\dot{m}_{\text{água}} (h_{\text{vapor}} - h_{\text{liq}}) = \dot{m}_{\text{comb}} \times PCI \times \eta$$

$$\therefore \dot{m}_{\text{água}} = \frac{\dot{m}_{\text{comb}} \times PCI \times \eta}{(h_{\text{vapor}} - h_{\text{liq}})}$$

$$\dot{m}_{\text{água}} = 261,8 \times 10^3 \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{semana}} = 37400 \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{dia}}$$

ANEXO B — RESULTADOS DO CICLO DE ABSORÇÃO

Entalpia kJ/kg	Fluxo de massa kg/s	Pressão kPa	Temperatura °C	Concentração de LiBr	Título	Calor trocado kW
h0c=299.5	magel=26.05		tc=128.6	xc=63.8		
h0d=268.8	mares=41.31		td=121.7	xd=58.3		
h1=60.26	m1=1.233	p1=7.368	t1=161.6	x1=63.8		qger=428.2
h2=-121.2	m2=2.467	p2=0.8363	t2=62.08	x2=63.8		qtroc=261.1
h3=-121.2	m3=2.467	p3=7.368	t3=62.08	x3=63.8		qevap=545
h4=60.26	m4=1.233	p4=120	t4=161.6	x4=63.8		qabs=725.2
h5=76.67	m5=1.233	p5=120	t5=170.6	x5=63.8		qcond=311.7
h6=2683	m6=0.1163	p6=120	t6=104.8			qdrain=63.72
h7=2575	m7=0.1163	p7=7.368	t7=40			
h8=439.2	m8=0.1163	p8=120	t8=104.8			cop=1.273
h11=167.4	m11=0.2327	p11=7.368	t11=40			
h12=167.4	m12=0.2327	p12=0.8363	t12=4.4		tit12=0.0598	
h13=2510	m13=0.2327	p13=0.8363	t13=4.4			
h14=-163.1	m14=2.699	p14=0.8363	t14=39.29	x14=58.3		
h15=-163.1	m15=2.699	p15=120	t15=39.29	x15=58.3		
h16=-54.52	m16=2.699	p16=120	t16=94.16	x16=58.3		
h17=-30.91	m17=2.699	p17=120	t17=106.1	x17=58.3		
h18=-15.91	m18=1.35	p18=120	t18=113.6	x18=58.3		
h19=-30.91	m19=1.35	p19=7.368	t19=106.1	x19=58.3		
h20=-30.91	m20=1.35	p20=120	t20=106.1	x20=58.3		
h21=-65.03	m21=1.233	p21=7.368	t21=92.91	x21=63.8		
h22=-2.385	m22=2.467	p22=7.368	t22=127.3	x22=63.8		
h23=439.2	m23=0.1163	p23=7.368	t23=40		tit23=0.1129	
h25=-30.91	m25=1.35	p25=120	t25=106.1	x25=58.3		
hvp1=2762	mvap=0.2074	pvp1=700	tvap1=165			
hvp2=696.9		pvp2=700	tvap2=165			
hvp3=389.6		pvp3=300	tvap3=93			

ANEXO C — RESULTADOS DO CICLO DE POTÊNCIA

	K	kJ/kgK		kJ/kgK
k=1.4	t1=298	cco2=1.247	cco22=1.14	cco23=1.293
rc=9	t2=604.2	ch2o=2.338	ch2o2=2.11	ch2o3=2.474
	t2s=558.3	cn2=1.181	cn22=1.111	cn23=1.214
	t3=1273	co2=1.096	co22=1.039	co23=1.121
	t4=845.7	cp1=1.224	cp2=1.147	cp3=1.261
	t4s=679.5	cpgas=1.224	cpgas2=1.147	cpgas3=1.261
	t5=622.2	y1=10.59	y2=7.339	y3=12.73
	tcomb=298			
				cpar=1.004
				cpcomb=2.25
kJ/kg	kg/s	kW		%
hvhe=293.5	mar=6.631	wc=2038	eficcald=0.9	excesar=285.1
hvhs=2762	mco2=0.3712	wliq=1500	eficcom=0.85	
hvp1=2762	mcomb=0.135	wtot=3538	efictermturb=0.2222	
hvp3=389.6	mgas=6.766		efictur=0.72	
	mh2o=0.3037	qagua=1561		
pci=50010	mn2=5.086	qgas=1734		
	mo2=1.005	qger1=492		
	mvap=0.2074	qperd=173.4		
	mvh=0.433			

ANEXO D — LISTAGEM DO PROGRAMA PARA CÁLCULO DO CICLO DE ABSORÇÃO

{Hipótese: variação da pressão não influi na entalpia (temp) da mist. LiBr-água}

{Hipótese: temp. do condensador = 40 °C}
t11=40
p11=pressure(water,t=t11,x=0)
h11=enthalpy(water,t=t11,x=0)

{ Hipótese: temp. do evaporador = 4.4°C}
t13=4.4
p13=pressure(water,t=t13,x=1)
h13=enthalpy(water,t=t13,x=1)

m13=m11
qevap=545
{carga necessária de refrigeração}

qevap=m11*(h13-h11)
{1° lei no evaporador}

x14=xd
x15=xd
x16=xd
x17=xd
x19=xd
x20=xd
x18=xd
x25=xd

{correção da entalpia}
xd=58.3
td=-0.0443*xd^2+6.6643*xd-116.29
{fornecer a temp. em que com essa concentração a entalpia é zero}
{interpolado a partir de gráfico no Stoecker}
h0d=H_LIBR(td,xd,2)
{entalpia real=entalpia calculada - h0d}

p14=p13
t14=T_LIBR(p14,x14,2)
hc14=H_LIBR(t14,x14,2)
h14=hc14-h0d

x1=xc
x2=xc
x3=xc
x22=xc
x21=xc
x4=xc
x5=xc

{correção da entalpia}
xc=63.8
tc=-0.0443*xc^2+6.6643*xc-116.29

{fornecer a temp. em que com essa concentração a entalpia é zero}
{interpolado a partir de gráfico no Stoecker}
h0c=H_LIBR(tc,xc,2)
{entalpia real=entalpia calculada - h0d}

p21=p11
t21=T_LIBR(p21,x21,2)
hc21=H_LIBR(t21,x21,2)
h21=hc21-h0c

p5=120
{Hipótese: pressão no gerador 1=120 kpa}
t5=T_LIBR(p5,x5,2)
hc5=H_LIBR(t5,x5,2)
h5=hc5-h0c

p6=p5
h6=enthalpy(water,p=p6,x=1)
t6=temperature(water,p=p6,x=1)

p8=p6
h8=enthalpy(water,p=p8,x=0)
t8=temperature(water,p=p8,x=0)

m8=m6
qtroc=m6*h6-m8*h8
{calor trocado com o gerador 2}

m14*x14=m2*x2
{balanço de massa do brii no absorv.}
m14=m13+m2

{Hipótese: fluxo igual de massa nos dois geradores}
m20=m19

p7=p11
h7=enthalpy(water,p=p7,x=1)
t7=temperature(water,p=p7,x=1)

m7+m8=m11

m18*x18=m5*x5
{balanço de massa do Brii no gerador 1}
m18=m5+m6

m19*x19=m21*x21
{balanço de massa do Brii no gerador 2}
m19=m21+m7

m4=m5

m1=m4

m22=m21+m1
h1=h4
m22*h22=m21*h21+m1*h1

m20=m18
m25=m19
m17=m20+m25
m16=m17

qtroc=m7*h7+m21*h21-m19*h19
{1º lei no gerador 2}

h20=h25
h25=h19
h17=h25
h18=h20+15
{Hipótese: sol. diluída aumenta sua temp.
em aprox. 7°C no trocador high}

m5*h5-m4*h4=m18*h18-m20*h20
{1 ºlei no trocador high}

qger=m6*h6+m5*h5-m18*h18
{1 ºlei no gerador 1}

qcond=m7*h7+m8*h8-m11*h11
{1ºlei no condensador}

{analizando vapor de entrada
Hipótese: penrada=700kpa vapor saturado
saída =líquido saturado à
mesma pressao}

pvp1=700
hvp1=enthalpy(water,p=pvp1,x=1)
tvp1=temperature(water,p=pvp1,x=1)

pvp2=pvp1
hvp2=enthalpy(water,p=pvp2,x=0)
tvp2=temperature(water,p=pvp2,x=0)

qger=mvap*(hvp1-hvp2)

pvp3=300
tvp3=93
hvp3=enthalpy(water,p=pvp3,t=tvp3)

qdrain=mvap*(hvp2-hvp3)

qdrain=m16*(h17-h16)

h15=h14
m15=m14
h3=h2
m3=m2

{1º lei no trocador low}
m16*(h16-h15)=m22*(h22-h3)

qabs=m2*h2+m13*h13-m14*h14
{1º lei no absorvedor}

cop=qevap/qger

{encontrando mais propriedades}

h18=hc18-h0d
hc18=H_LIBR(t18,x18,2)

h4=hc4-h0c
hc4=H_LIBR(t4,x4,2)
p4=p5

p1=p21
p19=p21
p3=p21

t1=t4
t15=t14
t17=t19
t20=t19
t25=t19
t3=t2

p15=p5
p16=p15
p17=p16
p20=p17
p25=p17
p18=p20

h19=hc19-h0d
hc19=H_LIBR(t19,x19,2)

h16=hc16-h0d
hc16=H_LIBR(t16,x16,2)

h2=hc2-h0c
hc2=H_LIBR(t2,x2,2)
p2=p13

h22=hc22-h0c
hc22=H_LIBR(t22,x22,2)
p22=p21

m23=m8
h23=h8
p23=p11
t23=temperature(water,p=p23,h=h23)
tit23=QUALITY(Water,h=h23,P=P23)

m12=m11
h12=h11
p12=p13
t12=temperature(water,p=p12,h=h12)
tit12=QUALITY(Water,h=h12,P=P12)

{cálculo do fluxo de massa de água gelada
(fluido a ser resfriado)}

$c_{pa}=4.184$

$t_{ae}=12$ {temperatura de entrada da água
gelada}

$t_{as}=7$ {temperatura de saída da água
gelada}

$\dot{m}_{gel} = \dot{q}_{evap} / (c_{pa} \cdot (t_{ae} - t_{as}))$

{cálculo do fluxo de massa de água de
resfriamento}

$t_{re}=29$ {temperatura de entrada da água de
resfriamento}

$t_{rs}=35$ {temperatura de saída da água de
resfriamento}

$\dot{m}_{ares} = (\dot{q}_{cond} + \dot{q}_{abs}) / (c_{pa} \cdot (t_{rs} - t_{re}))$

ANEXO E — LISTAGEM DO PROGRAMA PARA CÁLCULO DO CICLO DE POTÊNCIA

```

{temperaturas em K}

{compressor}
k=1.4
t1=298
rc=9
eficcom=0.85
cpar=1.0035

t2s=t1*rc^((k-1)/k)
eficcom*(t2-t1)=t2s-t1
wc=mar*cpar*(t2-t1)

{turbina}
t3=1273 {limite metalúrgico}
efictur=0.72

{cálculo do cp}
y1=(t3+t4)/200

ch2o=(143.05-
183.54*y1^0.25+82.751*y1^0.5-
3.6989*y1)/18
cco2=(-3.7357+30.529*y1^0.5-
4.1034*y1+0.024198*y1^2)/44
cn2=(39.060-512.79*y1^(-
1.5)+1072.7*y1^(-2)-820.40*y1^(-3))/28
co2=(37.432+0.020102*y1^1.5-
178.57*y1^(-1.5)+236.88*y1^(-2))/32

cp1=(mh2o*ch2o+mco2*cco2+mn2*cn2+m
o2*co2)/mgas
cpgas=cp1

t4s=t3*(1/rc)^((k-1)/k)
t4=t3-efictur*(t3-t4s)
wtot=mgas*cpgas*(t3-t4)

{caldeira de recuperação}
eficcald=0.90

{cálculo do cp}
y2=(t4+t5)/200

ch2o2=(143.05-
183.54*y2^0.25+82.751*y2^0.5-
3.6989*y2)/18
cco22=(-3.7357+30.529*y2^0.5-
4.1034*y2+0.024198*y2^2)/44
cn22=(39.060-512.79*y2^(-
1.5)+1072.7*y2^(-2)-820.40*y2^(-3))/28
co22=(37.432+0.020102*y2^1.5-
178.57*y2^(-1.5)+236.88*y2^(-2))/32

cp2=(mh2o*ch2o2+mco2*cco22+mn2*cn22
+mo2*co22)/mgas
cpgas2=cp2

{considerando o vapor para consumo do
hospital}
mvh=0.433 {qtde de vapor necessária no
HU}
tvhe=70 {°C}
pvhe=700
hvhe=enthalpy(water,p=pvhe,t=tvhe)
{vhe é o vapor do hospital na entrada da
caldeira}

pvhs=700
hvhs=enthalpy(water,p=pvhs,x=1)
{vhs é o vapor do hospital na saída da
caldeira}
{o vapor sai da caldeira saturado}

qagua=(qger1+mvh*(hvhs-hvhe))
mgas*cpgas2*(t4-t5)=qgas
qgas=qagua/eficcald
qperd=qgas-qagua

{valores obtidos do programa que simula o
ciclo de absorção}
mvap=0.2074
hvp1=2762
hvp3=389.6

qger1=mvap*(hvp1-hvp3)

{balanco de energia}
wliq=1500 {necessidade do hospital}
wliq=wtot-wc

{camara de combustao}
mgas=mar+mcomb
pci=50010
cpcomb=2.25
tcomb=298

{cálculo do cp}
y3=t3/100

ch2o3=(143.05-
183.54*y3^0.25+82.751*y3^0.5-
3.6989*y3)/18
cco23=(-3.7357+30.529*y3^0.5-
4.1034*y3+0.024198*y3^2)/44
cn23=(39.060-512.79*y3^(-
1.5)+1072.7*y3^(-2)-820.40*y3^(-3))/28

```

$$co23 = (37.432 + 0.020102 \cdot y3^{1.5} - 178.57 \cdot y3^{(-1.5)} + 236.88 \cdot y3^{(-2)}) / 32$$

$$cp3 = (mh2o \cdot ch2o3 + mco2 \cdot cco23 + mn2 \cdot cn23 + mo2 \cdot co23) / mgas$$

$$cpgas3 = cp3$$

$$he = (mcomb \cdot pci) + (mar \cdot cpar \cdot t2) + (mcomb \cdot cpcomb \cdot tcomb)$$

$$hs = mgas \cdot cpgas3 \cdot t3$$

$$he = hs$$

{analizando os gases de saída}

$$mh2o = 2.25 \cdot mcomb$$

$$mco2 = 2.75 \cdot mcomb$$

$$mn2 = 0.767 \cdot mar$$

$$mo2 = (mar - 0.767 \cdot mar) - (4 \cdot mcomb)$$

$$efictermturb = wliq / (mcomb \cdot pci)$$

$$excesar = mar / mcomb / 17.23 \cdot 100$$

{excesso de ar em %}

{17.23 kg de ar/kg de combustível é a relação estequiométrica}

ANEXO F — DADOS TÉCNICOS

Chiller

Quantidade 2 — 1 funcionando

Carrier Liquid Chiller

Resfriador de água hermético-centrífuga

Refrigerante R11 — 352 kg

Motor do compressor

Volts fase Hz

380 3 60 AC 3540 RPM

Corrente nominal 492 A

Motores diesel

Quantidade 2 — só funciona 1 de cada vez

Motor Cummins

Alternador

fase 3

KVA 950

tipo gast

Volts 380

regime cont

Amp 1440

excit volts 95

pólos 4

ciclos 60

RPM 1800

$\cos \varphi = 0,8$

Bomba de água gelada

Quantidade 3 — 2 funcionando

motor assíncrono trifásico

CV 50 Hz 60 V380

RPM 1740 FS 1 A 81,5

Bomba de água de condensação

Quantidade 4 — 2 funcionando

CV 25 Hz 60 V380

RPM 1755 FS 1 A 39,5

Reservatório de água quente

Quantidade 2

Temperaturas 92°C e 103°C

Bomba de circulação dos reservatórios de água quente

CV 5 Hz 60 V380

$\cos \varphi = 0,85$ FS 1,15 A 7,99

Rend = 83,2 %

Bomba de água quente para o Setor de Pediatria

CV 15 Hz 60 V380

RPM 1725 FS 1 A 23

ANEXO G — VISITAS

Dia 21/maio — 09:00 hs — conhecimento da casa de máquinas

Dia 28/maio — 09:00 hs — coleta de dados

Dia 05/junho — 08:00 hs — coleta de dados mais específicos

Dia 07/junho — 11:00 hs — fotos

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Field, E. M. **Oil Burners**. Indianapolis, Howard W. Sams & Co., 1970.

Stoecker, W.F.; Jones, J.W. **Refrigeração e Ar condicionado**. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Van Wylen, G. J.; Sonntag, R.E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. São Paulo, Edgar Blucher, 1993.

Johnson, A. J.; Auth, G. H. **Fuels and Combustion Handbook**. New York, McGraw-Hill, 1951.

Leite, F. F.; Angelo, L. D. **Projeto de uma Central de Utilidades para um Shopping Center**. São Paulo, 1996. Trabalho de Formatura — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

Instituto Brasileiro de Petróleo, **2º Seminário de Utilidades**, Novembro 1977.

Manual do EES, 1997

Catálogo *Absorption Chillers*, **Carrier**

