



**ISEL**

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

DEEA – Secção de Economia e Gestão

# GESTÃO DE ENERGIA

## COGERAÇÃO

**Cristina Camus  
Eduardo Eusébio**

**Março 2006**



## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. Definição

A cogeração consiste na geração descentralizada e localizada de energia com produção combinada de

ELECTRICIDADE

CALOR

O calor apresenta-se sob a forma de vapor de água a pressão elevada ou sob a forma de água quente.

Uma central de cogeração de electricidade-calor funciona graças a turbinas ou motores a gás. O gás natural é a energia primária mais frequentemente utilizada para fazer funcionar as centrais de cogeração. Estas podem todavia recorrer igualmente às fontes de energias renováveis e aos resíduos.

Contrariamente a uma central eléctrica clássica cujos fumos são directamente evacuados pela chaminé, os gases de escape da cogeração são inicialmente arrefecidos, transmitindo a sua energia a um circuito de água quente/vapor. Os gases de escape arrefecidos são, em seguida, evacuados pela chaminé.

As centrais de cogeração de electricidade-calor podem alcançar uma eficiência energética da ordem dos 90%.

O calor produzido pode também ser utilizado de forma a produzir Frio através de "chillers" de absorção tendo assim a produção combinada de

ELECTRICIDADE

CALOR

FRIO

É denominada de TRIGERAÇÃO

### 1.2. Tecnologia

A peça mais importante de uma instalação de cogeração é a máquina que produz electricidade e energia térmica, também chamado o accionador principal, que pode ser uma **caldeira/turbina a vapor, motores de combustão interna, turbinas a gás ou ciclo combinado**. Há ainda as chamadas "tecnologias emergentes", como células de combustível, ou motores Stirling (uma tecnologia há muito conhecida, mas que só recentemente vem sendo explorada comercialmente). Poderão ser usadas eventualmente combinações dos tipos de accionadores mencionados acima.

Cada accionador tem características específicas que o tornam mais ou menos adequado a uma aplicação específica de



cogeração, sendo essencial que estas características sejam levadas em conta no processo de selecção. Potências da ordem de 5 MW ou menos (por exemplo, hospitais) são melhor atendidas pelos motores de combustão interna. Acima de 20 MW, usam-se em geral caldeiras/turbinas a vapor, ou turbinas a gás. Uma associação de turbinas a gás e a vapor, conhecida como sistema de ciclo combinado (CCPS) vem sendo muito usada em instalações maiores. No intervalo 5 MW/20 MW, qualquer das duas tecnologias pode ser usada.

### 1.2.1. Motores de combustão interna

Os motores a pistão podem ser com ignição eléctrica ou diesel. Há exemplos de cogeração com grandes motores diesel, como nos modernos navios, onde este tipo de motor vem sendo um padrão. Combinados a um sistema de recuperação de calor, podem responder pelas necessidades de aquecimento e ar condicionado das embarcações, sem necessidade de energia adicional.

Podemos alinhar as seguintes particularidades dos motores de combustão interna:

- São adequados para instalações de potência inferior a 20 MW, pois são produzidos em série e têm custo competitivo.
- Usam em geral óleos combustíveis líquidos, mas podem queimar gás.
- Têm boa eficiência térmica (38-42%), porém com calor a baixa temperatura, limitando-se na prática ao aquecimento de água e de ambientes.
- São instalações compactas, exigem pouca infra-estrutura e podem ser montados rapidamente.
- Têm exigências de manutenção estritas, e disponibilidade menor que as demais soluções.

### 1.2.2. Caldeiras / Turbinas a Vapor

Nessas instalações, como vimos, o combustível é queimado numa caldeira, e seus gases quentes geram vapor de alta pressão. Este vapor expande-se através da turbina, accionando um gerador eléctrico.

De modo geral, as turbinas a vapor apresentam as seguintes características:

- São especialmente adequadas para instalações de porte, com queima de carvão, óleo combustível pesado ou resíduos industriais.
- Têm uma eficiência térmica relativamente baixa, porém com a vantagem de obtenção de calor às temperaturas necessárias.
- O custo por KW é alto, e o tempo de instalação longo.
- A relação potência / calor é variável ao longo de uma ampla faixa, o que dá flexibilidade à operação.
- Exigem áreas grandes e quantidades significativas de água de refrigeração.
- Têm alta disponibilidade.



A baixa eficiência térmica de uma instalação caldeira/turbina a vapor torna economicamente desaconselhável o uso de combustíveis de alto valor, como o gás natural. Desta forma, são mais usadas com carvão ou óleos pesados, onde o custo do combustível pode ser melhor recuperado.

### 1.2.3. Turbinas à Gás

Nas turbinas a gás, o ar é aspirado na entrada, comprimido a 15 ou 20 vezes a pressão atmosférica, e então misturado ao combustível na câmara de combustão. Os gases quentes aí produzidos impulsionam a turbina, que acciona o compressor de ar e um gerador eléctrico ou outro equipamento rotativo.

Nas instalações de cogeração, os gases de exaustão da turbina passam por uma caldeira de recuperação de calor, onde produz-se vapor na pressão desejada. O vapor assim obtido pode ser usado directamente, ou expandido através de uma turbina a vapor, gerando mais energia. Neste caso, temos o chamado "Sistema de Ciclo Combinado" (CCGS), solução adoptada geralmente pelas termoeléctricas a gás natural.

Destacam-se as seguintes particularidades das turbinas a gás:

- São adequadas para faixas de potência, desde 5 MW até 1 725 MW.
- O combustível é limitado ao gás ou derivados leves da refinação do petróleo, como destilado, querosene ou nafta.
- O tempo de instalação é curto, embora com prazos de entrega actuais dilatados.
- Em ciclo aberto, a eficiência térmica é baixa (30 a 35%), mas em ciclo combinado pode chegar a 50-55%, o mais alto de todos os tipos de accionador.
- A relação potência / calor é flexível.
- O custo por KW é relativamente baixo

### 1.3. Vantagens

A cogeração consiste no aproveitamento do calor residual dos processos termodinâmicos, que de outra forma seria desperdiçado. Entre 70% a 90% da energia contida no combustível pode ser utilizada de uma forma útil, o que permitirá reduzir as emissões de CO<sub>2</sub> em cerca de 50% tomando como referencia a produção separada de calor e electricidade. Quando as infra-estruturas eléctricas estão no limite da sua capacidade e as necessidades energéticas continuam a crescer a cogeração permite incrementar a capacidade de produção no local onde a energia é necessária.

No sector terciário a cogeração/trigeração já provou ser uma solução adequada para instalações como Hotéis, Hospitais, Centros de lazer e piscinas, Escolas, Aeroportos, Hipermercados e grandes centros comerciais.



#### 1.4. Legislação

Existem incentivos para a implementação de unidades de cogeração através do decreto-lei nº538/99 de 13 de Dezembro que estabelece as condições relativas ao exercício da actividade de produção de energia em instalações de cogeração mais as alterações introduzidas pelo decreto-Lei nº313/2001 de 10 de Dezembro. As portarias nº57/2002 a nº60/2002 estabelecem a remuneração pelo fornecimento da energia entregue à rede, das instalações licenciadas ao abrigo do Decreto-Lei n.º 538/99, de acordo com as gamas de potência de ligação.

## 2. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Nos motores de combustão interna, ou motores de êmbolos, a energia química contida no combustível é convertida em energia mecânica. Se existir um gerador acoplado, esta energia mecânica poderá ser convertida em electricidade.

A mistura de ar-combustível antes da combustão e os produtos da combustão são fluidos de trabalho. A potência mecânica disponível é obtida após ocorrer a transferência de energia entre estes fluidos e os componentes mecânicos do motor.

Os motores de ignição por faísca (ou motores de explosão) funcionam segundo o ciclo Otto e utilizam gasolina ou combustíveis gasosos. Neste tipo de motores a energia de activação necessária para iniciar a combustão é fornecida através da libertação de uma faísca entre os eléctrodos de uma vela. Os gases produzidos expandem-se realizando trabalho e, em seguida são eliminados pelo escape para o exterior, completando um ciclo. Estes motores funcionam segundo um ciclo de 4 tempos.

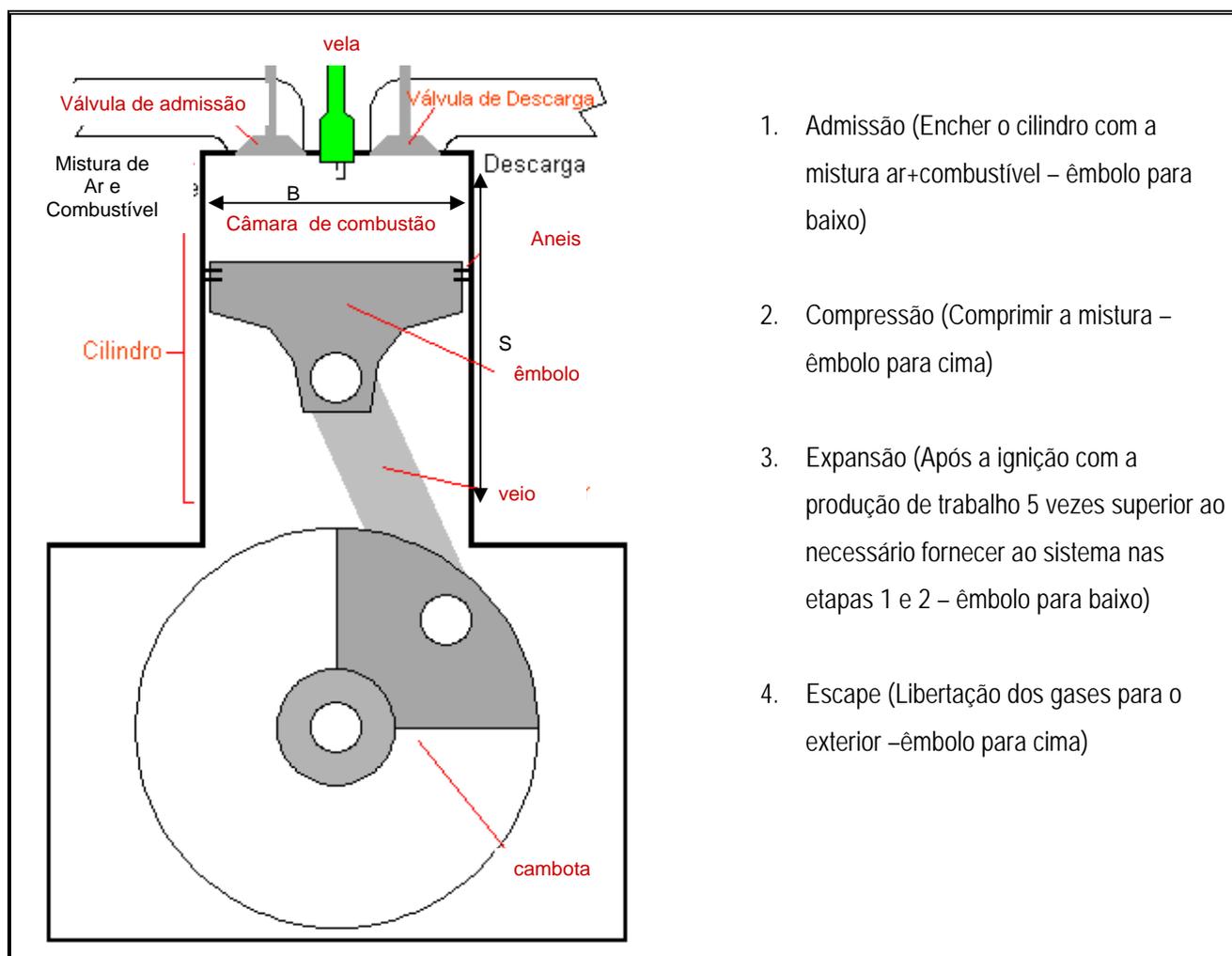


Fig. 2.1 – Funcionamento do motor Otto



O volume dentro do cilindro é dado por

$$V = S\pi \frac{B^2}{4} \quad (2.1)$$

Sendo o volume disponível no cilindro dado por:

$$V_d = V_{\max} - V_{\min}$$

ou

$$V_d = n_{cil} (V_{\max} - V_{\min}) \quad (2.2)$$

onde

$n_{cil}$  é o número de cilindros do motor.

Define-se relação de compressão

$$\gamma_c = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (2.3)$$

Cada duas rotações do veio correspondem a transferência de trabalho. A potência é dada por:

$$P = \frac{2\pi N}{60} \Gamma \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (2.4)$$

Onde

$N$  é o número de rotações por minuto em (rpm)

$\Gamma$  é o binário em Nm

O trabalho realizado por cilindro e por ciclo será:

$$W = \int p dv = \oint p dv \quad (2.5)$$

Onde

$p$  – pressão dentro do cilindro

Se considerarmos  $p$  constante e igual a  $p_{mef}$  (pressão média efectiva) então

$$W = \oint p dv = p_{mef} (V_{\max} - V_{\min}) \quad (2.6)$$

$$P = \frac{N/60 \cdot W}{n_r} \quad P = \frac{N/60 \cdot p_{mef} (V_{\max} - V_{\min})}{n_r} \quad (2.7)$$

onde

$n_r$  é o nº de rotações por ciclo

### Ciclo Otto Teórico

A figura seguinte representa um modelo que descreve o comportamento da pressão em função do volume dentro da câmara de combustão. Este modelo ideal tem o nome de ciclo Otto. É constituído por quatro transformações, duas adiabáticas (sem transferência de calor) e duas isométricas (sem variação de volume), alternadas.

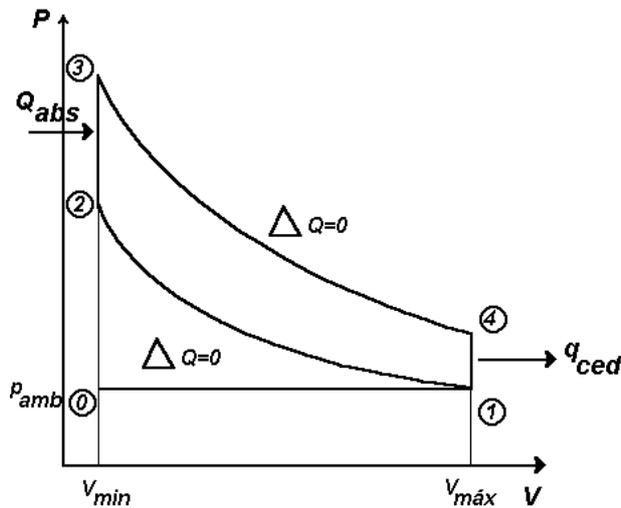


Fig. 2.2 – Ciclo Otto Teórico

A mistura de gasolina e ar entra em 1 (admissão) e é comprimida adiabaticamente (compressão) até 2. De 2 para 3 (ignição), o volume permanece constante e a mistura é aquecida: a pressão e a temperatura aumentam. De seguida, de 3 para 4 (expansão), os gases expandem-se adiabaticamente realizando trabalho motor. Finalmente de 4 para 1 (descarga), temos um arrefecimento a volume constante completando um ciclo.

$$\eta = \frac{Q_{abs} - Q_{ced}}{Q_{abs}} = 1 - \frac{Q_{ced}}{Q_{abs}} \quad (2.8)$$

Onde

$Q_{abs}$  é a quantidade de calor transferida para o sistema

$Q_{ced}$  é a quantidade de calor libertada pelo sistema

Seja  $c_v$  o calor específico a volume constante, isto é, a quantidade de calor que é preciso fornecer à unidade de massa de uma substância para que a sua temperatura experimente um aumento de 1 K e  $m$  a sua massa:

$$\begin{aligned} Q_{ced} &= mc_v(T_4 - T_1) \\ Q_{abs} &= mc_v(T_3 - T_2) \end{aligned} \quad (2.9)$$

E o rendimento será

$$\eta = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} \quad (2.10)$$

Considerando  $c_v$  constante

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} \quad (2.11)$$

Seja  $PV = RT$  a equação dos gases ideais. Se tiver o volume constante  $V =$  constante



$$\frac{T_\alpha}{T_\beta} = \frac{P_\alpha}{P_\beta} \quad (2.12)$$

e o rendimento pode ser

$$\eta = 1 - \frac{T_1 (P_4/P_1 - 1)}{T_2 (P_3/P_2 - 1)} \quad (2.13)$$

Considerando que a volume constante a relação de pressões é

$$\frac{(P_4/P_1 - 1)}{(P_3/P_2 - 1)} \approx 1 \quad \eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2.14)$$

Admitindo que o ciclo é ideal e isentrópico (sem variação de entropia)

Seja  $k = \frac{c_p}{c_v}$  (k=1,4 para condições normais)

Onde

$c_p$  é o calor específico a pressão constante

$c_v$  é o calor específico a volume constante

$$\frac{T_\alpha}{T_\beta} = \left(\frac{V_\beta}{V_\alpha}\right)^{k-1} \quad \frac{T_\alpha}{T_\beta} = \left(\frac{P_\alpha}{P_\beta}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.15)$$

$$\eta = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1} \quad \eta = 1 - \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}}\right)^{K-1} \quad (2.16)$$

Seja a relação de compressão  $\gamma_c = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\gamma_c}\right)^{K-1} \quad (2.17)$$

### Exemplo 1:

Considere um motor de combustão interna com a relação de compressão de 10.

No início da compressão temos:  $P_1=0,1$  MPa e  $T_1=15^\circ\text{C}$ .



A transferência de energia sob forma de calor a volume constante é  $q_{in}=1800$  kJ/kg.

$R=0,287$  kJ/kg/°K,  $C_p=1,0043$  kJ/kg/°K,  $C_v=0,717$  kJ/kg/°K,  $k=1,4$ .

Pretende-se calcular:

- A temperatura, volume e pressão em cada ponto do ciclo.
- A quantidade de calor libertada para o exterior e o rendimento do motor
- A pressão média efectiva

### Resolução

a) Ponto 1

$$P_1 = 0,1 \quad MPa \quad T_1 = 15^\circ C = 288^\circ K$$

$$P_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1 \quad V_1 = 0,827 \quad m^3$$

Ponto 2

$$\frac{V_1}{V_2} = 10 \quad V_2 = 0,0827 \quad m^3$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad T_2 = 288 \cdot 10^{0,4} = 723,8^\circ K$$

$$P_2 \cdot V_2 = R \cdot T_2 \quad P_2 = 2,5 \quad MPa$$

Ponto 3

$$q_{in} = C_v (T_3 - T_2) \quad T_3 = 3234,3^\circ K \quad V_3 = V_2 = 0,0827 \quad m^3$$

$$P_3 \cdot V_3 = R \cdot T_3 \quad P_3 = 11,2 \quad MPa$$

Ponto 4

$$V_4 = V_1 = 0,827 \quad m^3 \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} \quad T_4 = 3234,3 \cdot 0,1^{0,4} = 1287,6^\circ K$$

$$P_4 \cdot V_4 = R \cdot T_4 \quad P_4 = 0,45 \quad MPa$$

b)

$$q_{out} = C_v \cdot (T_4 - T_1) = 716,6 \quad kJ / kg$$

$$W_{liq} = q_{in} - q_{out} = 1083,4 \quad kJ / kg$$

$$\eta = \frac{W_{liq}}{q_{in}} = 60,2\%$$

c)

$$W_{liq} = P_{mef} (V_1 - V_2) \quad P_{mef} = 1455,6 \quad kPa$$

### Ciclo Diesel

O ciclo Diesel é composto de duas transformações adiabáticas, uma transformação isobárica ( a pressão constante) e outra isométrica, conforme mostra o diagrama abaixo.

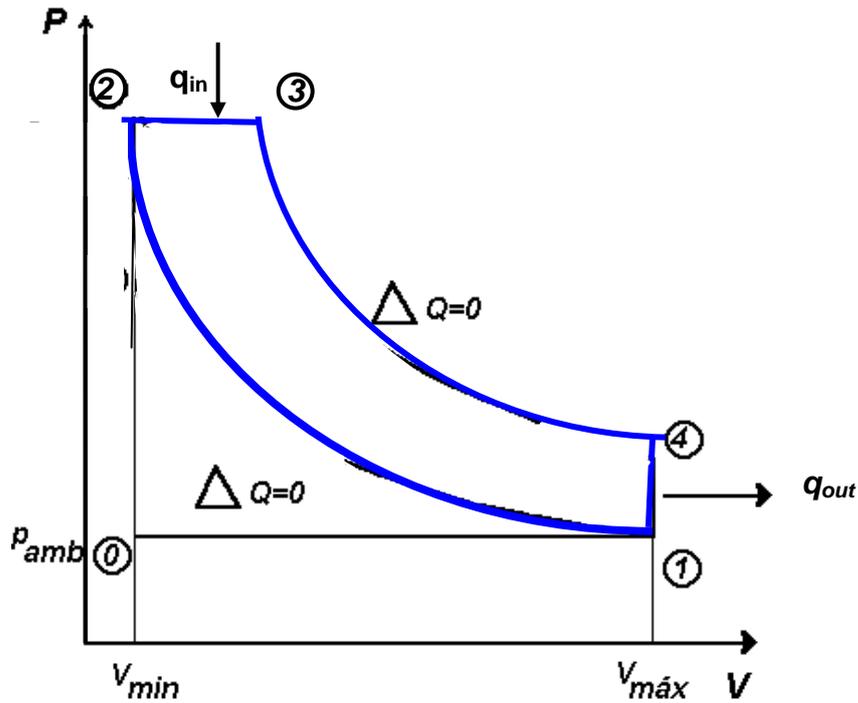


Fig. 2.3 – Ciclo Diesel Teórico

No ciclo Diesel não há necessidade da vela para produzir a ignição do combustível. Este é injectado na câmara de combustão somente no final da compressão adiabática (de 1 para 2), quando a temperatura é suficientemente alta para queimar o combustível sem necessidade da faísca. No ciclo Diesel a combustão é mais lenta e o trabalho motor é realizado em duas etapas: Na transformação 23 (isobárica) e na transformação 34 (adiabática). Para o ciclo Diesel a taxa de compressão varia de 15 a 20.

$q_{in}$  Transferência de calor a pressão constante

$q_{out}$  Transferência de calor a volume constante

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \qquad \eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \qquad (2.18)$$



Exemplo 2:

Considere um motor de combustão interna com a relação de compressão de 20.

No início da compressão temos :  $P_1=0,1 \text{ MPa}$  e  $T_1=15^\circ\text{C}$ .

A quantidade de energia fornecida ao ciclo durante a compressão sob forma de calor é  $q_{in}=1800 \text{ kJ/kg}$ .

$R=0,287 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ ,  $C_p=1,0043 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ ,  $C_v=0,717 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ ,  $k=1,4$ .

Pretende-se calcular:

- A temperatura, volume e pressão em cada ponto do ciclo.
- A quantidade de calor libertada para o exterior e o rendimento do motor
- A pressão média efectiva

Resolução

a) Ponto 1

$$P_1 = 0,1 \quad \text{MPa} \qquad T_1 = 15^\circ\text{C} = 288^\circ\text{K}$$

$$P_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1 \qquad V_1 = 0,827 \quad \text{m}^3$$

Ponto 2

$$\frac{V_1}{V_2} = 20 \qquad V_2 = 0,0414 \quad \text{m}^3$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \qquad T_2 = 288 \cdot 20^{0,4} = 955^\circ\text{K}$$

$$P_2 \cdot V_2 = R \cdot T_2 \qquad P_2 = 6,6 \quad \text{MPa}$$

Ponto 3

$$q_{in} = C_p (T_3 - T_2) \qquad T_3 = 2747^\circ\text{K} \qquad P_3 = P_2 = 6,6 \quad \text{MPa}$$

$$P_3 \cdot V_3 = R \cdot T_3 \qquad V_3 = 0,119 \quad \text{m}^3$$

Ponto 4

$$V_4 = V_1 = 0,827 \quad \text{m}^3 \qquad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} \qquad T_4 = 2747 \cdot 0,144^{0,4} = 1265^\circ\text{K}$$

$$P_4 \cdot V_4 = R \cdot T_4 \qquad P_4 = 0,44 \quad \text{MPa}$$

b)  $q_{out} = C_v \cdot (T_4 - T_1) = 700,5 \quad \text{kJ/kg}$

$$W_{liq} = q_{in} - q_{out} = 1099,5 \quad \text{kJ/kg}$$

$$\eta = \frac{W_{liq}}{q_{in}} = 61,1\%$$



$$c) \quad W_{liq} = P_{mef} (V_1 - V_2) \quad P_{mef} = 1400 \quad kPa$$

Exemplo 3:

Dado o motor com as seguintes características:

Motor Caterpillar G3612 V-12

Combustível: Gás natural

Nº Cilindros: 12

Motor de quatro tempos

Nº de rotações por ciclo : 2

$$V_d = N_c (V_{\max} - V_{\min}) = 254,4 \text{ l} = 0,2544 \text{ m}^3$$

$$\gamma_c = 9$$

Potencia do motor: 2647 kW

Velocidade de rotação: 1000 rpm

Calcular a pressão média efectiva para este motor

$$P = \frac{N/60 \cdot p_{mef} \cdot V_d}{n_r} \quad 2647 = \frac{1000/60 \cdot p_{mef} \cdot 0,2544}{2}$$

$$P_{mef} = 1248,6 \text{ kPa}$$

### 3. TECNOLOGIAS DE APROVEITAMENTO DE CALOR

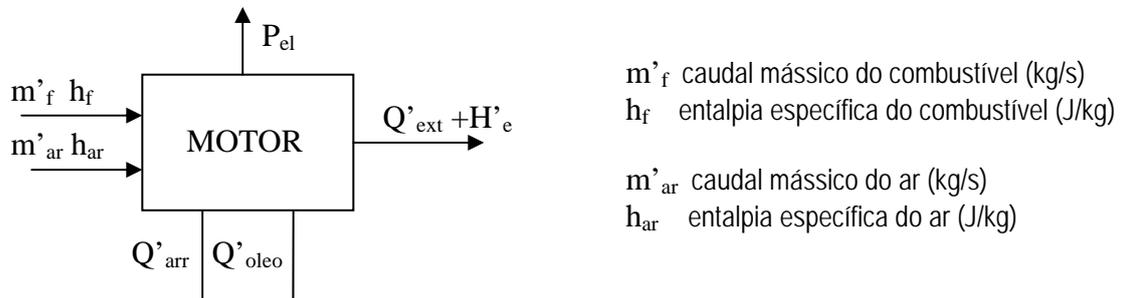


Fig. 3.1 – Fluxos de energia de um motor de combustão

$$\text{Equação de equilíbrio: } P_{comb} = P_{el} + Q'_{arr} + Q'_{oleo} + Q'_{ext} + H'_e \quad (3.1)$$

Onde

- $P_{comb}$  é a potência do combustível
- $P_{el}$  é a potência eléctrica
- $Q'_{ar}$  é a potência de arrefecimento do motor
- $Q'_{oleo}$  é a potencia de arrefecimento do óleo
- $Q'_{ext}$  é a potência de exaustão
- $H'_e$  é a potência não aproveitável (devido aos inqueimados)

Para motores de explosão temos as seguintes percentagens:

$$P_{comb} = P_{el} + Q'_{arr} + Q'_{oleo} + Q'_{ext} + H'_e$$
$$100\% = (25 - 28)\% + (17 - 26)\% + (3 - 10)\% + (34 - 45)\% + (2 - 5)\%$$

Para motores de combustão temos:

$$P_{comb} = P_{el} + Q'_{arr} + Q'_{oleo} + Q'_{ext} + H'_e$$
$$100\% = (34 - 38)\% + (16 - 35)\% + (2 - 6)\% + (22 - 35)\% + (1 - 2)\%$$

Como aproveitar a potência térmica de arrefecimento ( $Q'_{arr} + Q'_{oleo}$ ) ?

Através de **permutadores de calor.**

Existem vários tipos:

3.1. Permutadores de calor em contra-corrente

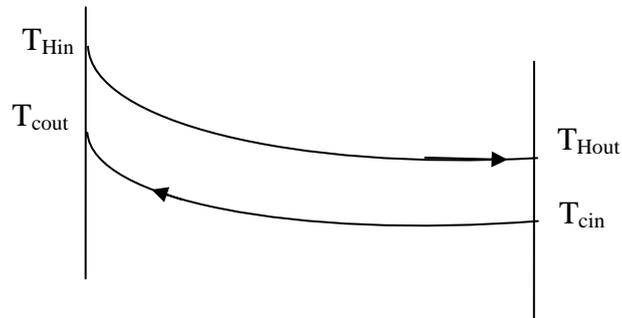


Fig. 3.2 – Esquema de um permutador de calor em contra-corrente

3.2. Permutadores de calor em co-corrente

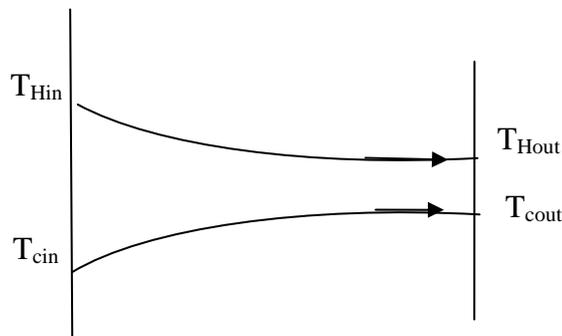


Fig. 3.3 – Esquema de um permutador de calor em co-corrente

3.3. Evaporadores

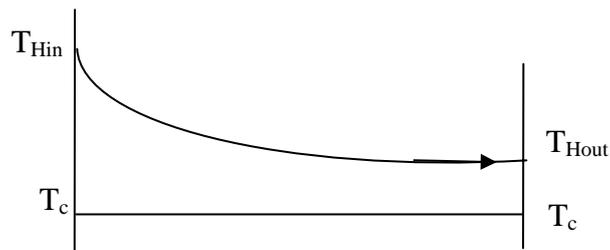


Fig. 3.4 – Esquema de um evaporador

3.4. Condensadores

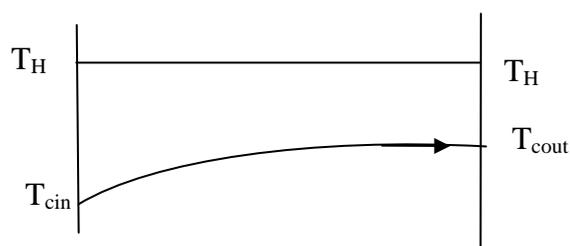


Fig. 3.5 – Esquema de um condensador

Nos dois últimos a transferência de energia consiste numa mudança de estado do fluido e não numa mudança de temperatura.

### Dimensionamento de Permutadores de calor

Para dimensionar um permutador de calor determina-se a área de contacto de transmissão de calor.

Dedução do cálculo para permutadores em contra-corrente.

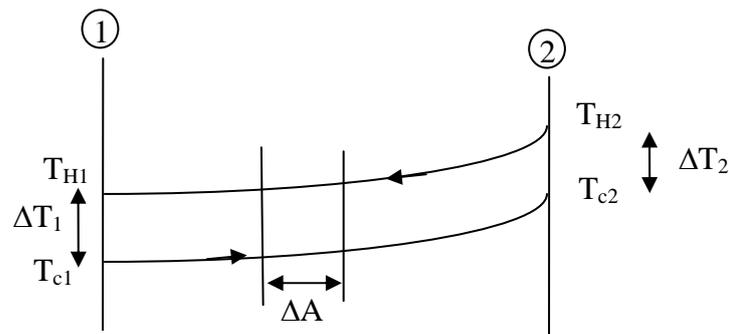


Fig. 3.6 – Esquema de um permutador de calor em contra-corrente

Seja a quantidade de calor que o fluido frio vai receber quando passa pelo permutador de calor

$$\Delta q = (m'c_p)_C \Delta T_C \quad (3.2)$$

Igual à quantidade de calor que o fluido quente vai perder quando passa pelo permutador

$$\Delta q = (m'c_p)_H \Delta T_H \quad (3.3)$$

E as perdas?

Estas não se reflectem na quantidade de calor de transferência entre fluidos mas sim nas temperaturas finais de ambos os fluidos.

A transferência de calor entre fluidos pode ser calculada pelas expressões:

$$dq = C_C dT_C = (m'c_p)_C dT_C \quad (3.4)$$

$$dq = C_H dT_H = (m'c_p)_H dT_H \quad (3.5)$$

$$dq = \mu \cdot dA(T_H - T_C) \quad (3.6)$$



onde

$\mu$  é o coeficiente de transmissão de calor em (kJ/m<sup>2</sup>/°K)

$A$  é a área de contacto

$T_H - T_C$  é a diferença de temperaturas entre os fluidos

$$dq = \mu \cdot dA \cdot \Delta T \quad (3.7)$$

$$d\Delta T = dT_H - dT_C \quad (3.8)$$

Onde de (3.4) e (3.5) se tira

$$dT_H = \frac{dq}{C_H} \quad dT_C = \frac{dq}{C_C}$$

$$d\Delta T = \frac{dq}{C_H} - \frac{dq}{C_C} \quad (3.9)$$

$$d\Delta T = \frac{dq}{C_H} \left(1 - \frac{C_H}{C_C}\right) \quad (3.10)$$

Como a quantidade de calor perdida por um fluido é igual à quantidade de calor recebida pelo outro

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} C_C dT_C = \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} C_H dT_H \quad C_C (T_{C2} - T_{C1}) = C_H (T_{H2} - T_{H1}) \quad (3.11)$$

$$\frac{C_H}{C_C} = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{H2} - T_{H1}} \quad (3.12)$$

Substituindo (3.12) em (3.10)

$$d\Delta T = \frac{dq}{C_H} \left(1 - \frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{H2} - T_{H1}}\right) = \frac{dq}{C_H} \left(\frac{T_{H2} - T_{C2} - T_{H1} + T_{C1}}{T_{H2} - T_{H1}}\right) \quad (3.13)$$

Da figura 3.6 tira-se que

$$T_{H2} - T_{C2} = \Delta T_2 \quad (3.14)$$

$$T_{H1} - T_{C1} = \Delta T_1 \quad (3.15)$$



Substituindo (3.14) e (3.15) em (3.13) e ainda (3.3) obtêm-se

$$d\Delta T = \frac{dq}{C_H} \left( \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{T_{H2} - T_{H1}} \right) = \frac{dq}{\Delta q} (\Delta T_2 - \Delta T_1) \quad (3.16)$$

Sendo

$$C_H = (m' C_P)_H \quad (3.17)$$

Substituindo (3.7) em (3.16) fica

$$d\Delta T = \frac{\mu \cdot dA \cdot \Delta T}{\Delta q} (\Delta T_2 - \Delta T_1) \quad (3.18)$$

Ou ainda

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = \frac{\mu}{\Delta q} (\Delta T_2 - \Delta T_1) dA \quad (3.19)$$

Integrando (3.19)

$$\left[ \ln \Delta T \right]_{T_1}^{T_2} = \frac{\mu}{\Delta q} (\Delta T_2 - \Delta T_1) \cdot A \quad \ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = \frac{\mu}{\Delta q} (\Delta T_2 - \Delta T_1) \cdot A$$

$$\Delta q = \mu \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} A \quad (3.20)$$

A potência térmica que é obtida num permutador de calor deste tipo é função da área do permutador, do coeficiente de transmissão e das diferenças de temperatura à entrada e saída dos fluidos.

Se  $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T$

$$\Delta q = \mu \cdot \Delta T \cdot A \quad (3.21)$$

O rendimento dos permutadores de calor determina-se pela expressão:

$$\varepsilon = \frac{\Delta q}{C_{\min} (T_{H \max} - T_{C \min})} \quad (3.22)$$



Exemplo 4:

Considere um óleo de lubrificação de um motor de combustão que tem um calor específico  $C_p=2010 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$ , e que vai ser arrefecido num permutador de calor. Entra à temperatura de  $375 \text{ } ^\circ\text{K}$  e sai do permutador a  $350 \text{ } ^\circ\text{K}$ . O caudal mássico do óleo é  $m'_{\text{óleo}}=0,5 \text{ kg/s}$ . O fluido frio é a água cujo caudal mássico é  $m'_{\text{água}}=0,201 \text{ kg/s}$  com a temperatura inicial de  $280 \text{ } ^\circ\text{K}$  e  $C_p=4177 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$ .

$$\mu=250 \text{ W/m}^2/^\circ\text{K}$$

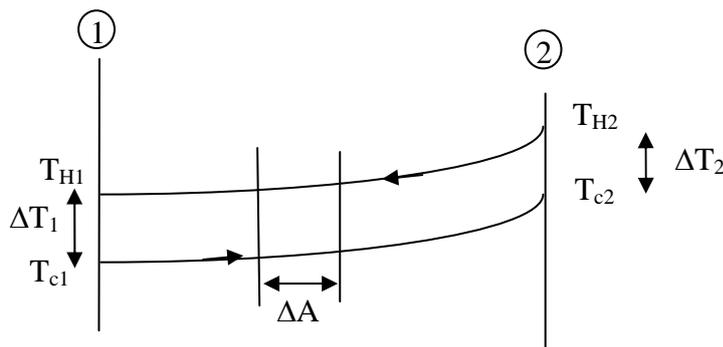
Calcular a área de transferência de calor nos casos dos permutadores de calor serem

- Em contra-corrente
- Em co-corrente

Calcular também o rendimento do permutador de calor.

Resolução

a) Contra-corrente



$$T_{H1} = 350^\circ \text{ K}$$

$$\Delta T_1 = T_{H1} - T_{C1} = 70^\circ \text{ K}$$

$$T_{H2} = 375^\circ \text{ K}$$

$$\frac{C_H}{C_C} = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{H2} - T_{H1}} \quad \frac{0,5 \times 2010}{0,201 \times 4177} = \frac{T_{C2} - 280}{375 - 350}$$

$$T_{C1} = 280^\circ \text{ K}$$

$$T_{C2} = 310^\circ \text{ K}$$

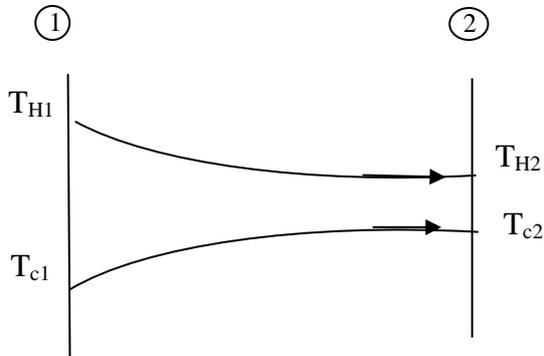
$$\Delta T_2 = T_{H2} - T_{C2} = 65^\circ \text{ K}$$

$$\Delta q = (m' C_p)_H \Delta T_H = 0,5 \times 2010 \times (375 - 350) = 25125 \quad \text{J/s}$$

$$\Delta q = \mu \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} A \quad 25125 = 250 \frac{65 - 70}{\ln(65/70)} A \quad A = 1,49 \text{ m}^2$$



b) Co-corrente



$$T_{H1} = 375^\circ K$$

$$T_{H2} = 350^\circ K$$

$$T_{c1} = 280^\circ K$$

$$T_{c2} = 310^\circ K$$

$$\Delta T_1 = T_{H1} - T_{c1} = 95^\circ K$$

$$\Delta T_2 = T_{H2} - T_{c2} = 40^\circ K$$

$$\Delta q = (m' C_p)_H \Delta T_H = 0,5 \times 2010 \times (375 - 350) = 25125 \quad \text{J/s}$$

$$\Delta q = \mu \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} A \quad 25125 = 250 \frac{40 - 95}{\ln(40/95)} A \quad A = 1,58 m^2$$

Rendimento dos permutadores

$$\varepsilon = \frac{q}{C_{\min} (T_{H \max} - T_{C \min})}$$

$$C_{\min} = m' \cdot C_p = 0,201 \times 4177 = 839,6$$

$$\varepsilon = \frac{25125}{839,6 \cdot (375 - 280)} = 31,5\%$$

#### 4. COGERAÇÃO

Para a produção separada de energia eléctrica e calor utilizam-se parâmetros de rendimentos normalmente comparando a energia utilizada à gasta no combustível. Uma das medidas de eficiência de uma central de cogeração é o Rendimento Eléctrico Equivalente REE.

$$REE = \frac{E}{C - \frac{T}{0,9 - 0,2CR/C}} \geq 0,55 \quad (4.1)$$

Onde

$E$  é a energia eléctrica entregue à rede numa base mensal

$C$  é a energia do combustível consumida pelo motor (caudal mássico de combustível que se consome durante o mês x poder calorífero do combustível)

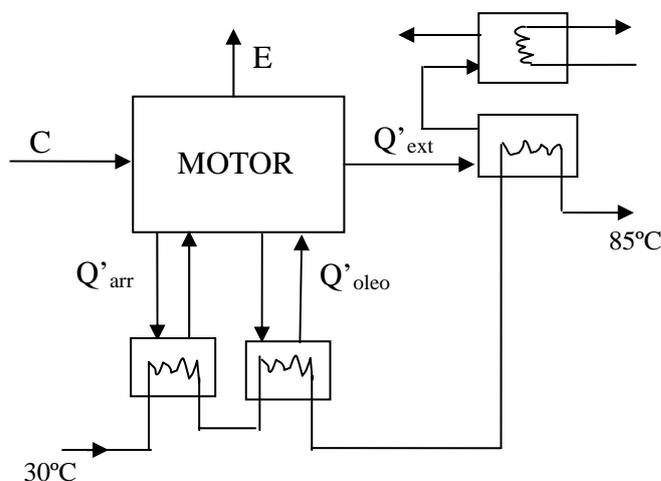
$T$  é a energia térmica consumida pela instalação durante o mês

$\frac{CR}{C}$  é a relação entre a energia do combustível renovável e o combustível total usado na instalação.

$\frac{T}{0,9 - 0,2CR/C}$  representa a parcela do combustível para utilização térmica.

##### Exemplo 5:

Considere o seguinte motor:



Nos circuitos de arrefecimento do motor e do óleo colocam-se permutadores de calor em série com outro na exaustão. O fluido utilizado nos permutadores é a água.

Um Hotel necessita de 90 kW de potência eléctrica e de 240 kW de potência térmica para aquecimento. O projectista deste sistema de cogeração achou que seria correcto usar 6 motores de 15kW. A potência de arrefecimento é 10% da potencia do combustível e a de exaustão 55%. A potência calorífera do combustível é de 38,5 MJ/Nm<sup>3</sup>.



Calcular:

- O caudal mássico do combustível
- O rendimento eléctrico do motor
- O rendimento da cogeração
- O rendimento eléctrico equivalente
- O caudal mássico da água.

Resolução

Potência do combustível consumida pela parte térmica:

$$q_{arref} = 10\% PC Im'_C$$

$$q_{ext} = 55\% PC Im'_C$$

Rendimento da parte térmica = 10%+55%=65%

Potência térmica de cada motor = 240/6 = 40 kW

$$m'_C PCI = \frac{40}{0,65} = 61,54 kW$$

$$m'_c = \frac{61,54}{38,5 \times 10^3} Nm^3 / s$$

$$\eta_{el} = \frac{15}{61,54} = 24,4\%$$

$$\eta_{co} = \frac{15 + 40}{61,54} = 89,4\%$$

$$REE = \frac{15}{61,54 - \frac{40}{0,9}} = 87,7\%$$

$$\Delta q = (m'_c c_p)_{agua} \Delta T_{agua} \quad 40 \times 10^3 = m'_{agua} 4177 \cdot (85 - 30) \quad m'_{agua} = 0,174 Kg / s$$

## 5. TECNOLOGIAS DE TRIGERAÇÃO - UNIDADES PRODUTORAS DE ÁGUA REFRIGERADA

Um chiller é uma máquina que tem como função arrefecer água ou outro líquido em diferentes tipos de aplicações, através de um ciclo termodinâmico. Os dois principais tipos de chiller são:

- Chiller de compressão ou eléctrico
- Chiller de absorção

Os chillers de compressão utilizam um compressor mecânico, accionado normalmente por um motor eléctrico, por forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema.

Os chillers de absorção permitem produzir água gelada a partir de uma fonte de calor utilizando para tal uma solução de um sal (brometo de lítio) num processo termoquímico de absorção. Os chillers de absorção são muitas vezes integrados em sistemas de cogeração, de forma a permitir o aproveitamento do calor que de outra forma seria desperdiçado.

Principais componentes de um chiller de absorção:

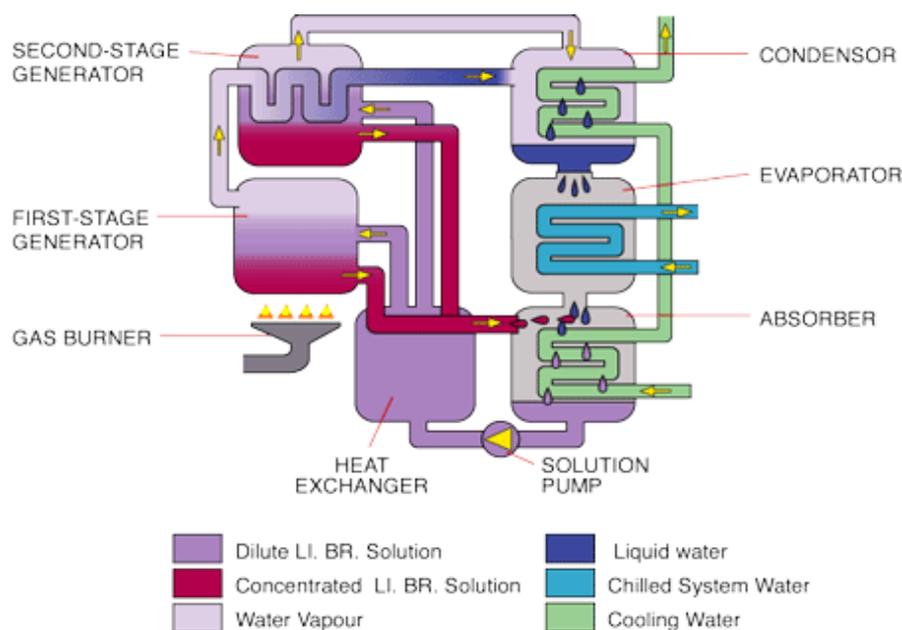


Fig. 5.1 – Esquema de um chiller de absorção (fonte: www.fscs-online.com)

- 1) Secção do evaporador: Zona onde é arrefecida a água a gelar. O fluido refrigerante, normalmente água, evapora ao absorver calor dos tubos onde circula a água a gelar.
- 2) Secção do absorvedor: zona onde o vapor de água evaporada é absorvido pela substancia absorvente (solução de brometo de lítio). O calor libertado no processo de absorção é dissipado através da passagem dos tubos de água do condensador ao atravessarem o absorvedor.



- 3) Secção do gerador: zona onde é fornecido o calor pela fonte quente, de forma a separar novamente o vapor de água da substância absorvente e a reconcentrar a solução.
- 4) Secção do condensador: zona onde o vapor de água produzido no gerador é condensado pela água do condensador que circula nesta secção.

Relativamente aos sistemas de frio por absorção que utilizam brometo de lítio como absorvente e água como refrigerante, a fonte de calor (proveniente do sistema de cogeração) deve estar a uma temperatura mínima de 60-80 °C.

Como o princípio base de um chiller de absorção é um sistema termoquímico, não existem componentes móveis no sistema (para além das bombas hidráulicas necessárias). Como consequência este tipo de chillers apresenta uma vida útil longa, geralmente superior a 20 anos, e exigindo muito pouca manutenção. Por outro lado, nos chillers onde se usa água como fluido refrigerante, não é utilizada nenhuma substância nociva da camada de ozono (como os CFC por exemplo).

O consumo eléctrico de um chiller de absorção é tipicamente 10% do consumo dos chillers de compressão eléctricos.

#### Exemplo 6:

A potência de saída de frio  $P=390\text{kW}$

Para o absorvente brometo de lítio é necessário um consumo de vapor de 988kg/h a uma temperatura de 120°C (define a energia que tem de estar disponível no vapor).

#### Resolução

Das tabelas de líquido saturado e vapor saturado tira-se que

Temperatura de saturação de 120°C => Pressão = 198,5 kPa

$h_{fg}$  = diferença entre entalpias,  $h_{fg}=2202,6 \text{ kJ/kg}$

(Nota: Entalpia é o conteúdo de energia em cada substância. A variação de entalpia de um sistema é o calor libertado ou absorvido, quando uma transformação ocorre a pressão constante.  $\Delta h = C_p \Delta T$ )

$$P = m' \cdot h_{fg} = \frac{988}{3600} \cdot 2202,61 = 604,5 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{390}{604,5} = 63\%$$



Exemplo 7:

Temos um estabelecimento comercial alimentado por um motor de combustão interna, cujo PCI= 37,8 MJ/Nm<sup>3</sup>.

$$P_{el} = 1860kW$$

$$HR = 9MJ / kWh$$

$$P_{ext} = 923kW (T_{saida} = 120^{\circ}C)$$

Circuito de refrigeração a alta temperatura (motor):

$$T_{in} = 100^{\circ}C$$

$$T_{out} = 91^{\circ}C$$

$$m' = 15,6kg / s$$

Circuito de refrigeração a baixa temperatura (óleo):

$$T_{in} = 43^{\circ}C$$

$$T_{out} = 40^{\circ}C$$

$$m' = 15,84kg / s$$

REE=61,5%

Neste estabelecimento encontra-se uma UPAR com uma potência térmica de arrefecimento de 572kW que necessita que lhe sejam fornecidos 892,14kW. As necessidades térmicas do chiller são garantidas por um permutador de calor onde entra água a 100°C e sai a 90°C.

Este estabelecimento encontra-se ainda equipado com um sistema de aquecimento que aproveita o calor fornecido pelo motor através de um permutador de calor onde entra água a 40°C e sai a 60°C.

Calcular:

- O caudal mássico de água que alimenta o permutador de calor que fornece energia ao chiller.
- Em que circuito térmico é que vamos instalar o permutador de calor que vai alimentar o circuito de aquecimento e qual o caudal mássico da água desse permutador.

T <sub>água</sub> (°C)	40	50	60	70	80	90	100
Entalpia h(kJ/kg)	167,48	209,42	251,35	293,28	335,31	377,14	419,04





**BIBLIOGRAFIA:**

Internal Combustion Engine Fundamentals John B. Heywood

Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer James B. Wally, Charles E. Wicks, Robert E. Wilson