



UNIVERSIDADE TÉCNICA DE LISBOA
INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO
DEEC / Área Científica de Energia

Energias Renováveis e Produção Descentralizada

INTRODUÇÃO À COGERAÇÃO



Rui M.G. Castro

Maio de 2009 (edição 2.0)

BREVE NOTA BIOGRÁFICA DO AUTOR

Rui Castro recebeu em 1985, 1989 e 1994 no Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa os graus de Licenciado, Mestre e Doutor em Engenharia Electrotécnica e de Computadores, respectivamente.

É docente do Instituto Superior Técnico desde 1985, sendo presentemente Professor Auxiliar na Área Científica de Energia do Departamento de Engenharia Electrotécnica e de Computadores.

Os seus principais interesses científicos têm motivado uma actividade de investigação centrada na área das energias renováveis e na sua interligação com o sistema de energia eléctrica, na área da análise da dinâmica dos sistemas de energia eléctrica e do seu controlo, e, mais recentemente, em aspectos relacionados com a economia da energia eléctrica.

Complementarmente à actividade de investigação, tem tido uma actividade regular de prestação de serviços à sociedade no âmbito de projectos de consultoria técnica.

Publicou mais de cinco dezenas de artigos em conferências nacionais e internacionais e participou na elaboração de mais de três dezenas de relatórios de actividades desenvolvidas no âmbito de projectos em que esteve envolvido. É autor de diversas publicações de índole pedagógica, designadamente de uma colecção sobre Energias Renováveis e Produção Descentralizada.

Rui Castro

rcastro@ist.utl.pt

<http://energia.ist.utl.pt/ruicastro>

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	4
1.1. Cogeração e Trigeriação	4
1.2. Tipos de Sistemas de Cogeração	6
2. TECNOLOGIAS DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO	9
2.1. Tecnologias Convencionais	9
2.1.1. Turbinas de gás	11
2.1.2. Motores alternativos	14
2.1.3. Turbinas de vapor	20
2.2. Tecnologias Emergentes	22
2.2.1. Microturbinas	22
2.2.2. Pilhas de combustível	23
3. PERMUTADORES DE CALOR	26
3.1. Tipos de Recuperadores de Calor	26
3.2. Recuperadores de Calor de Passagem Simples	28
3.3. Diferença de Temperatura Média Logarítmica	29
4. SITUAÇÃO EM PORTUGAL	34
4.1. Rendimento Eléctrico Equivalente	35
4.2. Repartição do Custo Variável Unitário	37
5. REFERÊNCIAS	42

1. INTRODUÇÃO

1.1. COGERAÇÃO E TRIGERAÇÃO

A primeira pergunta que ocorre colocar quando se fala em *cogeração*¹ é “o que é a cogeração?” A cogeração é a geração simultânea de múltiplas formas de energia útil, normalmente energia eléctrica e térmica, num sistema integrado, a partir de uma única fonte primária.

Se, pelo menos, para os engenheiros electrotécnicos, a utilização da electricidade é evidente, já o destino a dar ao calor que resulta da impossibilidade de converter totalmente em electricidade a energia contida numa fonte térmica (2ª Lei da Termodinâmica), pode ser menos óbvio. Como aplicações típicas deste tipo de sistemas, podem mencionar-se a indústria, com necessidades de calor no âmbito do processo industrial, e os edifícios, que possuem necessidades de calor para aquecimento. A Figura 1 mostra um esquema típico de aproveitamento do calor num sistema de cogeração, usando *permutadores de calor* intercalados nos circuitos de refrigeração e dos gases de exaustão da máquina térmica.

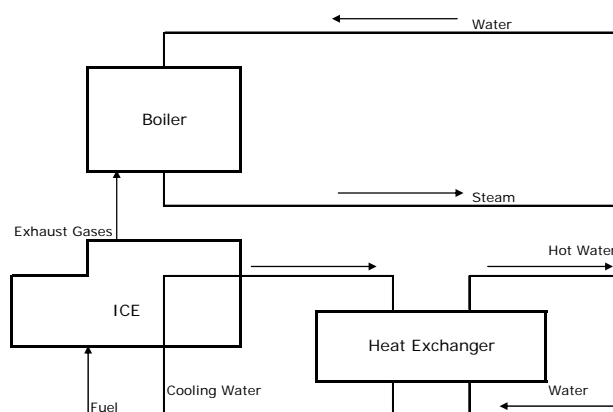


Figura 1 – Esquema de princípio do aproveitamento de calor num sistema de cogeração [Trigemed] (adaptado)

¹ Em inglês, o termo que designa cogeração é CHP – Combined Heat and Power.

No sector terciário dos países com climas temperados, como é o caso de Portugal, as necessidades de calor confinam-se aos meses de Inverno. Contudo, nos meses de Verão, o calor pode ser aproveitado para produção de frio, usando um equipamento dedicado (conversão de calor em frio), chamado *chiller de absorção*. Os sistemas com estas características são designados sistemas de *trigeração*² (Figura 2).



Figura 2 – Esquema de princípio de um sistema de trigeração [Brandao]

Naturalmente que um sistema de cogeração é mais eficiente do que o sistema tradicional alternativo para obtenção do mesmo serviço de electricidade e calor, composto por um sistema gerador e por uma caldeira. A Figura 3 ilustra o acréscimo no rendimento global do processo.

Figure 1: CHP versus Separate Heat and Power (SHP) Production

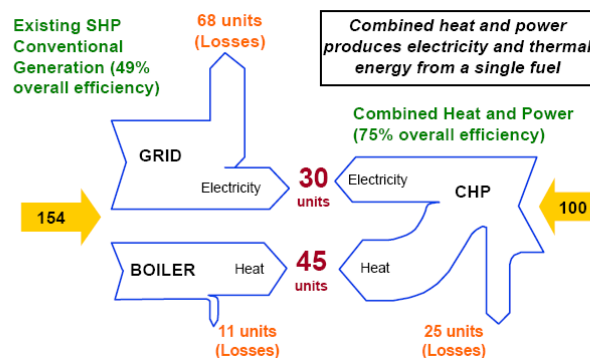


Figura 3 – Comparação dos rendimentos de um sistema de cogeração e de um sistema convencional de produção separada de electricidade e calor [CHPTech]

² Em inglês chama-se CHCP – Combined Heat, Cooling and Power.

Pode observar-se que, para obtenção do mesmo produto final, os sistemas de cogeração requerem apenas cerca de 65% da energia primária necessária num sistema tradicional. Como consequência deste ganho de eficiência, advêm benefícios ambientais significativos, decorrentes da diminuição das emissões poluentes por unidade de energia útil produzida.

1.2. TIPOS DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Os sistemas de cogeração classificam-se de acordo com o tipo de máquina térmica que os equipam. Como máquinas térmicas são usados, tradicionalmente, motores alternativos (de explosão – ciclo Otto ou de compressão interna – ciclo Diesel) ou turbinas (a gás ou a vapor) e, mais recentemente, micro-turbinas e pilhas de combustível.

Em Portugal, os motores alternativos são muito usados em sistemas de cogeração, designadamente de trigeração, cujo esquema geral de funcionamento da instalação se apresenta na Figura 4.

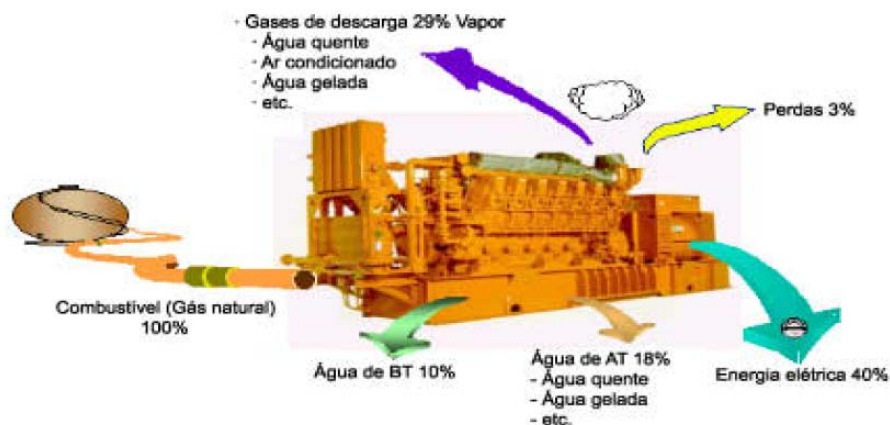


Figura 4 – Esquema geral de funcionamento de um sistema de cogeração equipado com motor alternativo de explosão [Brandao]

Na Tabela 1 mostra-se, em síntese, as principais vantagens e desvantagens de cada um dos tipos tecnológicos de sistemas de cogeração, sem embargo de, no capítulo seguinte, se abordarem com mais pormenor cada um dos tipos.

Tabela 1 – Vantagens e desvantagens dos diferentes tipos de sistemas de cogeração [CHPTech]

Tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Turbinas a gás	Fiabilidade elevada Emissões poluentes baixas Calor a temperaturas elevadas (500-600°C) Não necessita de refrigeração	Operação com gás a alta pressão Rendimento reduzido a carga parcial Potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente Ineficiente em processos com poucas necessidades térmicas
Motores de explosão Motores de compressão interna	Rendimento eléctrico elevado Bom desempenho com carga parcial Arranque rápido Energia térmica a dois níveis de temperatura - gases de escape e arrefecimento do motor Manutenção no local com pessoal não especializado Operação com gás a baixa pressão	Custos de manutenção elevados Calor de baixa temperatura Emissões poluentes relativamente elevadas Necessita de refrigeração Ruído de baixa frequência
Turbinas a vapor	Rendimento global elevado Operação com diversos tipos de combustível Grandes quantidades de calor disponíveis Vida útil e fiabilidade elevadas Vapor a alta pressão	Arranque lento Rendimento eléctrico baixo
Microturbinas	Dimensões compactas Peso reduzido Emissões poluentes baixas Não necessita de refrigeração	Custos elevados Calor de baixa temperatura Tecnologia em maturação
Pilhas de combustível	Emissões poluentes baixas Ruído baixo Não tem peças rotativas Modularidade	Custos elevados Fiabilidade incerta Tecnologia em maturação Necessidade de pré-processamento do combustível (excepto H puro)

A Tabela 2 apresenta um quadro resumo das principais características operacionais e custos típicos dos diversos tipos de sistemas de cogeração.

Tabela 2 – Características operacionais e custos típicos dos diferentes tipos de sistemas de cogeração [Trigemed], [CHPTech]

Tecnologia	Turbinas a gás	Motores de explosão a GN	Motores de compressão interna	Turbinas a vapor	Microturbinas	Pilhas de combustível
Rendimento eléctrico	15% - 35%	22% - 40%	25% - 45%	10% - 40%	18% - 27%	35% - 40%
Rendimento térmico	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	20% - 50%
Rendimento global	60% - 85%	70% - 80%	70% - 85%	60% - 85%	55% - 75%	55% - 90%
Potência típica (MWe)	0,2 - 100	0,05 - 5	0,015 - 30	0,5 - 100	0,03 - 0,35	0,01 - 0,25
Relação Pt/Pe	1,25 - 2	0,4 - 1,7	0,4 - 1,7	2 - 10	1 - 2,5	1,1
Desempenho com carga parcial	Mau	Médio	Bom	Bom	Médio	Muito bom
Investimento (€/kWe)	600 - 800	700 - 1400	700 - 1400	700 - 900	1300 - 2500	> 2500
O&M (€/MWh)	2 - 7	7 - 15	6 - 12	3	10 (estimativa)	2 - 12
Disponibilidade	90% - 98%	92% - 97%	92% - 97%	99%	90% - 98%	> 95%
Revisões (h)	30.000 - 50.000	24.000 - 60.000	25.000 - 30.000	> 50.000	5.000 - 40.000	10.000 - 40.000
Arranque	10 m - 1 h	10 s	10 s	1 h - 1 dia	1 m	3 h - 2 dias
Pressão do combustível (bar)	8 - 35	0,07 - 3,1	< 0,35	NA	3 - 7	0,03 - 3
Combustíveis	GN, biogás, propano	GN, biogás, propano	Diesel, óleo residual	Todos	GN, biogás, propano	Hidrogeneo, GN, propano, metanol
Ruído	Médio	Alto	Alto	Alto	Médio	Baixo
Uso do calor	Água quente, vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP	Vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP
Densidade de potência (kW/m ²)	20 - 500	35 - 50	35 - 50	> 100	5 - 70	5 - 20
NOx (kg/MWh total)	0,2 - 2	0,5	1 - 14	0,9	0,07	0,01

2. TECNOLOGIAS DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO

As soluções tecnológicas que hoje em dia equipam as centrais de cogeração podem ser divididas em dois grandes grupos, de acordo com o grau de maturidade, desenvolvimento tecnológico e disseminação comercial em que se encontram:

- Tecnologias convencionais
 - Turbinas de gás
 - Motores alternativos (explosão e de ignição por compressão)
 - Turbinas de vapor de contra-pressão
- Tecnologias emergentes
 - Microturbinas
 - Pilhas de combustível

Nos parágrafos seguintes descrevem-se, sucintamente, cada um dos tipos de tecnologia enunciados.

2.1. TECNOLOGIAS CONVENCIONAIS

Como é sabido, e já foi estudado no âmbito de outras disciplinas, a conversão de energia nas centrais convencionais (a carvão ou a fuel) faz-se de acordo com o ciclo de Rankine, em que o fluído de trabalho – a água – muda de fase ao longo do ciclo termodinâmico.

Existem outros equipamentos de conversão, designadamente motores de explosão, motores Diesel, turbinas de gás, que se caracterizam por possuir um gás como fluído de trabalho. Contudo, o fluído de trabalho vai sofrendo uma mudança na sua composição à medida que o ciclo vai sendo percorrido: o fluído de trabalho começa por ser o ar, ao qual, durante o processo de combustão, é adicionado o

combustível, transformando-se numa mistura de ar e combustível, designada por produto da combustão.

Esta é a razão porque estes equipamentos de conversão se designam de *combustão interna*, ao contrário dos primeiros que são de *combustão externa* porque o calor é transferido dos produtos da combustão para o fluido de trabalho que é sempre o mesmo.

Nas máquinas térmicas de *combustão interna* o fluido de trabalho não percorre um ciclo termodinâmico fechado, operando em ciclo aberto. Contudo, na perspectiva da análise do seu funcionamento recorrendo a ciclos termodinâmicos, é conveniente trabalhar com ciclos fechados que aproximam os ciclos abertos reais. Uma das aproximações mais correntemente usadas é o ciclo do *ar-padrão*, o qual é baseado nas seguintes hipóteses simplificativas:

- O fluido de trabalho é sempre o ar, considerado como um gás ideal. Consequentemente não se consideram os processos de admissão e de exaustão do ar.
- O processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa.
- O ciclo é completado por uma transferência de calor para o exterior, ao contrário do que se passa na realidade em que há rejeição de gases de escape e admissão de novo ar.
- O ar do processo é considerado como tendo um calor específico constante.

Reconhece-se que a análise conduzida da forma que foi exposta é uma análise aproximada do funcionamento das máquinas térmicas de combustão interna. Embora as conclusões qualitativas sejam válidas, os resultados quantitativos devem ser encarados com prudência.

2.1.1. Turbinas de gás

As turbinas de gás operam em ciclo aberto, como se ilustra na Figura 5 (a). O ar atmosférico é conduzido ao compressor, onde a temperatura e a pressão são elevadas. Na câmara de combustão, o ar entra em contacto com o combustível (normalmente, gás natural) que está a arder a pressão constante. Os gases resultantes desta mistura, a alta temperatura, entram na turbina, onde são expandidos, produzindo trabalho. O trabalho útil é a diferença entre o trabalho entregue pela turbina e o trabalho entregue ao compressor. Os gases exaustos são rejeitados, sendo possível aproveitar, de forma útil, o calor associado.

A temperatura dos gases da exaustão é relativamente elevada – da ordem de 400 a 500°C nas turbinas das pequenas unidades industriais, podendo mesmo atingir cerca de 600°C nas turbinas de maior dimensão. A instalação de um recuperador de calor permite aproveitar este calor para produzir vapor ou água quente.

Como já foi referido anteriormente, para efeitos de análise, é conveniente estudar o funcionamento da turbina de gás em ciclo fechado, como se mostra na Figura 5 (b). O processo de combustão é substituído por um processo de adição de calor de uma fonte externa (Q_H), a pressão constante, e o processo de escape é substituído por uma entrega de calor ao exterior (Q_L), também a pressão constante.

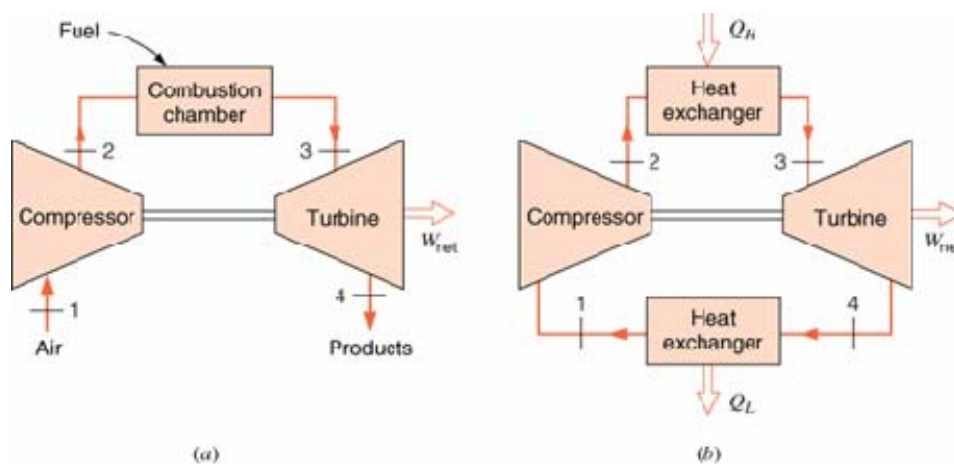


Figura 5 – Turbina de gás: (a) circuito aberto – processo real de combustão interna; (b) circuito fechado – aproximação por um processo ideal de transferência de calor [Sonntag]

Nas condições simplificativas enunciadas anteriormente, os sistemas equipados com turbinas a gás operam de acordo com o ciclo de Brayton, o qual compreende quatro processos (ver Figura 6):

- 1 – 2: compressão isentrópica no compressor
- 2 – 3: adição de calor a pressão constante
- 3 – 4: expansão isentrópica na turbina
- 4 – 1: recuperação de calor, a pressão constante

Os diagramas (P,v) – pressão-volume e (T,s) – temperatura-entropia estão na Figura 6.

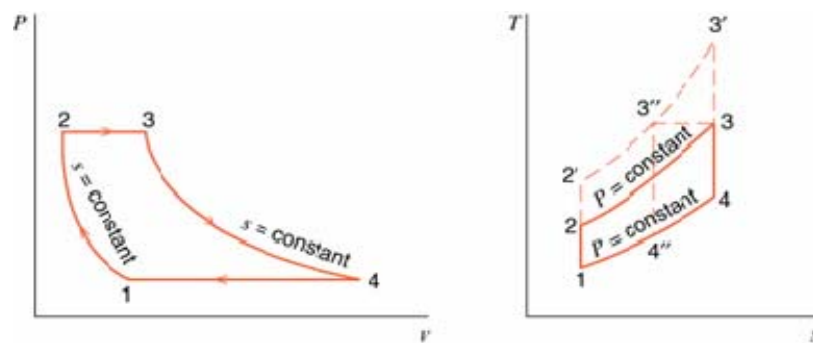


Figura 6 – Diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo de Brayton [Sonntag]

A inclusão das eficiências reais do compressor e da turbina (na realidade, as transformações que neles se desenvolvem são efectuadas com variação de entropia, isto é, não são isentrópicas) e os processos de melhorar o rendimento global do ciclo de Brayton (a regeneração, por exemplo) saem fora do âmbito deste curso.

Uma importante característica do ciclo de Brayton é o peso considerável que representa o trabalho que é necessário fornecer ao compressor, comparado com o trabalho fornecido pela turbina: o compressor pode requerer cerca de 40 a 80% do trabalho à saída da turbina, o que contrasta claramente com o ciclo de Rankine, em que aquela percentagem se situa na ordem de 1 a 2%.

Exemplo CG1

Num ciclo Brayton de ar-padrão (ver Figura 5 e Figura 6), o ar entra no compressor à pressão $P_1 = 0,1 \text{ MPa}$ e à temperatura $\theta_1 = 15^\circ\text{C}$ ($T_1 = (273+15) \text{ K}$). À saída do compressor, a pressão é $P_2 = 1,0 \text{ MPa}$. A temperatura máxima atingida no ciclo é 1100°C .

Calcule: a) O trabalho específico entregue ao compressor; b) O trabalho específico entregue pela turbina; c) O rendimento termodinâmico do ciclo.

Resolução: [Sonntag]

a)

Fazendo a aproximação de considerar que o calor específico a pressão constante é invariante, o trabalho específico (por unidade de massa) entregue ao compressor é (h é a entalpia específica):

$$w_c = h_1 - h_2 = C_p(T_1 - T_2) \quad \text{eq. 1}$$

À temperatura de 25°C (298 K) e à pressão de 100 kPa (relembra-se que $1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$ e que $1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa} = 1,01325 \text{ bar}$), o ar, considerado como um gás ideal, apresenta os seguintes valores para os calores específicos a pressão constante e a volume constante, respectivamente:

$$C_p = C_{p0} = 1,004 \text{ kJ/(kg K)}, \quad C_v = C_{v0} = 0,717 \text{ kJ/(kg K)}$$

Nos gases ideais sujeitos a processos isentrópicos (sem variação de entropia), verifica-se que:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{eq. 2}$$

com $k = \frac{C_{p0}}{C_{v0}}$. Para o caso do ar, $k = 1,4$.

Resolvendo a eq. 2 para T_2 , obtém-se $T_2 = 556,04 \text{ K}$.

O trabalho entregue ao compressor é, portanto:

$w_c = 1,004 \cdot (288 - 556,04) = -266,89 \text{ kJ/kg}$ (o sinal negativo resulta de se considerar como positivo o trabalho fornecido ao exterior)

b)

De modo semelhante, o trabalho específico entregue pela turbina é:

$$w_t = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \quad \text{eq. 3}$$

e, sendo o processo 3-4 igualmente isentrópico,

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{eq. 4}$$

Resolvendo, obtém-se $T_4 = 711,14 \text{ K}$ e $w_t = 664,51 \text{ kJ/kg}$

Repare-se que $w_c/w_t = 40,2\%$ e que o trabalho específico líquido é $w_{liq} = 397,62 \text{ kJ/kg}$

c)

O rendimento termodinâmico do ciclo é:

$$\eta_{th} = \frac{q_H - |q_L|}{q_H} = \frac{w_t - |w_c|}{q_H} \quad \text{eq. 5}$$

O calor entregue ao sistema e cedido pelo sistema calculam-se, respectivamente, através de:

$$q_H = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad \text{eq. 6}$$

$$q_L = h_1 - h_4 = C_p(T_1 - T_4) \quad \text{eq. 7}$$

resultando $q_H = 1,004 \cdot (1373 - 556,04) = 820,23 \text{ kJ/kg}$ e $q_L = 1,004 \cdot (288 - 711,14) = -424,83 \text{ kJ/kg}$. Repare-se no sinal negativo de q_L que significa que o calor é cedido pelo sistema ao exterior.

O rendimento termodinâmico devém, então, $\eta_{th} = 48,21\%$.

É possível demonstrar que o rendimento do ciclo também pode ser calculado por:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad \text{eq. 8}$$

2.1.2. Motores alternativos

Existem dois tipos de motores alternativos: de explosão (ignição por faísca), que usam normalmente o gás natural como combustível, embora também possam recorrer ao propano ou à gasolina, e de ignição por compressão que operam com gasóleo (diesel).

Os motores de explosão são os mais usados em instalações de cogeração, uma vez que possuem várias fontes de recuperação de calor: gases da exaustão e circuitos de refrigeração do óleo e do motor.

Na Figura 7 representa-se uma imagem de um motor de explosão, inventado em 1885 pelo engenheiro alemão Daimler, e a representação esquemática das etapas correspondentes ao seu funcionamento.

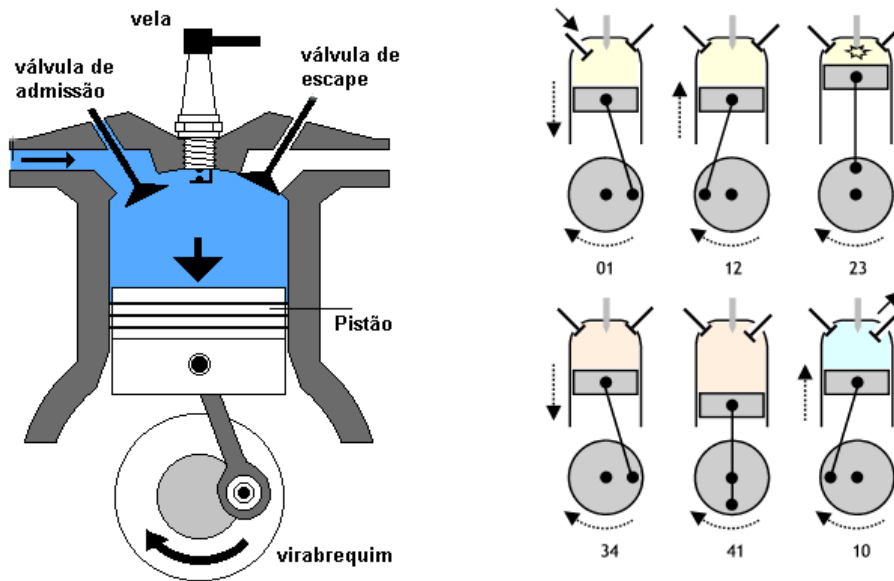


Figura 7 – Desenho esquemático de um motor de explosão³ e etapas do seu funcionamento [SaladeFísica]; [EngBr]

A câmara de combustão contém um cilindro, duas válvulas (uma de admissão e outra de escape) e uma vela de ignição. O pistão que se move no interior do cilindro é acoplado à biela que se articula com a cambota. A cambota transforma o movimento de vaivém num movimento rotativo.

Este tipo de motor designa-se por motor a “quatro tempos”, porque o seu funcionamento se faz numa sequência de quatro etapas:

1. Primeiro tempo: a válvula de admissão é aberta e uma mistura de combustível e ar é injectada no cilindro através da válvula de admissão; a cambota, ao rodar empurra o pistão para baixo.
2. Segundo tempo: a válvula de admissão fecha-se; a mistura é comprimida (a uma taxa da ordem de 10:1) à medida que o pistão se eleva e, antes que este chegue à parte superior, a vela provoca uma faísca.
3. Terceiro tempo: a mistura incendeia-se e explode; os gases quentes que se expandem, formados na explosão, produzem uma força que faz com que o pistão desça, movimentando a cambota através da biela.

³ O termo português para o termo brasileiro virabrequim é cambota.

4. Quarto tempo: a válvula de escape abre-se e os gases são expulsos pelo pistão que se eleva.

Em 1894, outro engenheiro alemão, Rudolf Diesel, eliminou a necessidade de um circuito eléctrico para iniciar a combustão. Nasceu, assim, o motor diesel em que o combustível – o óleo diesel ou gasóleo – é queimado por acção do calor libertado quando o ar é comprimido com uma taxa muito elevada.

A Figura 8 mostra os quatro ciclos do motor Diesel.

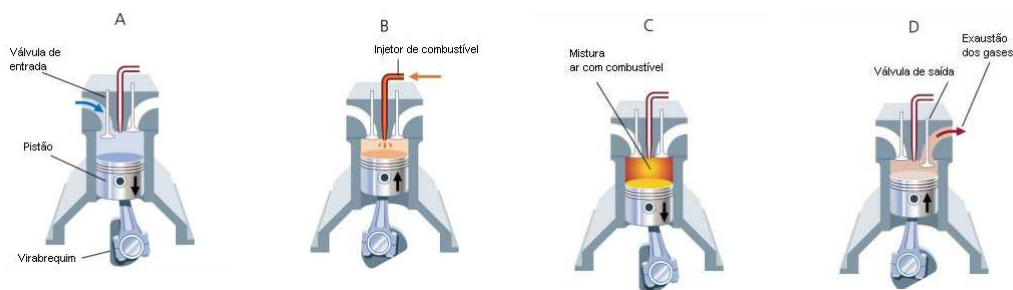


Figura 8 – Funcionamento do motor Diesel [SaladeFísica]

- No primeiro estágio (A) do ciclo de combustão, o ar é aspirado para o interior do cilindro, penetrando nele através da válvula de entrada.
- Durante o segundo estágio (B), o pistão sobe e comprime o ar dentro do cilindro, com uma taxa de compressão muito elevada (geralmente entre 14:1 a 25:1); em consequência, a temperatura do ar comprimido eleva-se consideravelmente, ultrapassando os 700°C.
- O terceiro estágio (C) caracteriza-se pela injeção, a alta pressão, do combustível no ar comprimido a alta temperatura, entrando em combustão espontânea e forçando o movimento do pistão para baixo.
- No último estágio (D), os gases que se formaram na fase anterior são expelidos do interior do cilindro pelo movimento ascendente do pistão.

O ciclo Otto descreve o funcionamento do motor de explosão. Na Figura 9 ilustram-se os diagramas (P,v) e (T,s) correspondentes a este ciclo termodinâmico.

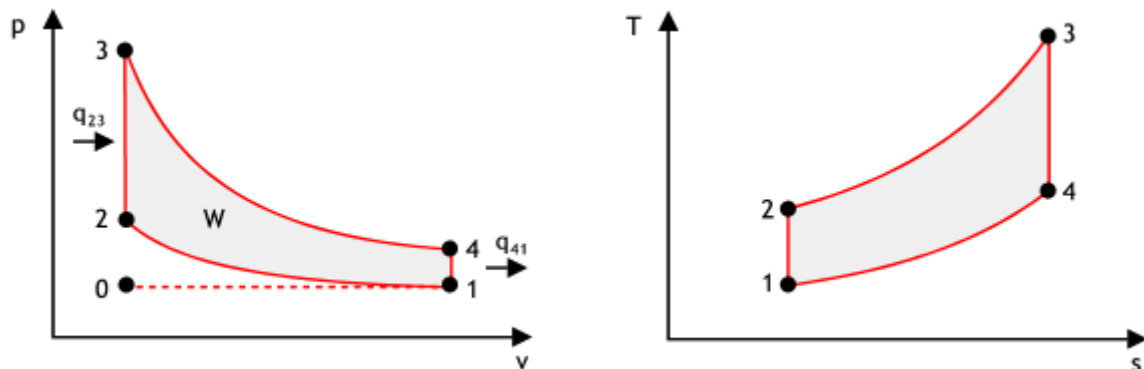


Figura 9 – Diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo Otto [EngBr]

- 0 – 1: aspiração da mistura ar-combustível (esta etapa não costuma ser considerada como fazendo parte do ciclo)
- 1 – 2: compressão isentrópica da mistura pelo movimento ascendente do pistão
- 2 – 3: adição de calor a volume constante através da ignição da mistura ar-combustível e subsequente explosão; aumento da pressão
- 3 – 4: expansão isentrópica associada ao movimento descendente do pistão
- 4 – 1: rejeição de calor, a volume constante; abertura da válvula de escape

O ciclo Diesel está associado à representação termodinâmica do funcionamento do motor de ignição por compressão – Diesel. Na Figura 10 mostram-se os diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo Diesel.

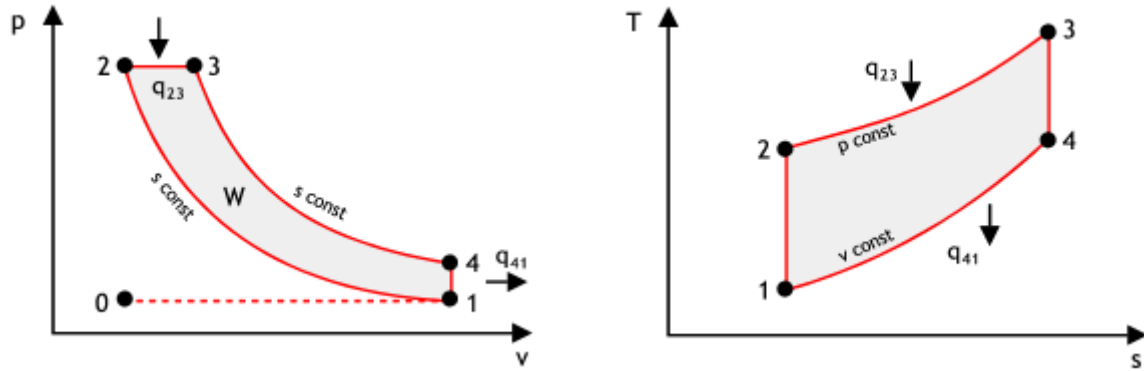


Figura 10 – Diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo Diesel [EngBr]

O ciclo Otto e o ciclo Diesel são muito parecidos. A diferença está no processo 2 – 3 de adição de calor que no ciclo Otto é isocórico (volume constante) e no ciclo Diesel é isobárico (pressão constante).

A taxa de compressão no ciclo Diesel é muito superior à do ciclo Otto, porque no primeiro, apenas o ar é comprimido, enquanto que, no segundo, é a mistura ar-combustível que é comprimida, o que é especialmente problemático na fase de explosão; daí a necessidade de taxas de compressão sensivelmente mais baixas.

Exemplo CG2

A relação de compressão (rv) de um ciclo Otto é igual a 10. No início do processo de compressão a pressão é 0,1 MPa e a temperatura é 15 °C. O calor específico transferido para o ar durante o processo de adição de calor é 1800 kJ/kg.

Calcule: a) A pressão e a temperatura no final de cada estado do ciclo; b) O rendimento térmico do ciclo.

Resolução: [Sonntag]

a)

Para os gases ideais sujeitos a processos isentrópicos tem-se que:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad \text{eq. 9}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad \text{eq. 10}$$

Da eq. 9 e da eq. 10 calcula-se imediatamente $T_2 = 723,42 \text{ K}$ e $P_2 = 2,51 \text{ MPa}$, tendo em atenção que $V_1/V_2 = rv = 10$.

Por outro lado, a adição de calor a volume constante é (u é a energia interna específica):

$$q_{23} = u_3 - u_2 = C_v(T_3 - T_2) \quad \text{eq. 11}$$

o que permite obter $T_3 = 3233,88 \text{ K}$.

Da equação geral dos gases ideais (para o caso do ar a constante universal é $R = 287 \text{ J/(kg K)}$):

$$Pv = RT \quad \text{eq. 12}$$

Sendo $v_2=v_3$, da eq. 12, retira-se que $P_3/P_2 = T_3/T_2$, o que permite obter $P_3 = 11,23 \text{ MPa}$.

Os valores para o estado 4 calculam-se com metodologia análoga à que foi usada para o cálculo dos valores do estado 2. Os valores obtidos são $T_4 = 1287,43 \text{ K}$ e $P_4 = 0,45 \text{ MPa}$.

b)

O calor rejeitado pelo ciclo é:

$$q_{41} = u_1 - u_4 = C_v(T_1 - T_4) \quad \text{eq. 13}$$

que vale $q_{41} = 0,717 \cdot (288 - 1287,43) = -716,59 \text{ kJ/kg}$.

O rendimento termodinâmico do ciclo é $\eta_{th} = 60,19\%$, o qual se obtém através de:

$$\eta_{th} = \frac{q_{23} - |q_{41}|}{q_{23}} \quad \text{eq. 14}$$

É possível demonstrar que o rendimento do ciclo também pode ser calculado por:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{1-k} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}} \quad \text{eq. 15}$$

Problema CG 1.

Parte 1:

Um ciclo Otto ideal, com ar como fluido de trabalho, tem uma relação de compressão de 8. As temperaturas mínima e máxima do ciclo são 25°C e 1000°C , respectivamente.

Calcule: a) O calor específico transferido para o ar durante o processo de adição de calor; b) O rendimento térmico do ciclo.

Parte 2:

A relação de compressão de um ciclo Diesel é igual a 20. No início do processo de compressão a pressão é $0,1 \text{ MPa}$ e a temperatura é 15°C . O calor específico transferido para o ar durante o processo de adição de calor a pressão constante é 1800 kJ/kg .

Calcule: a) A pressão e a temperatura no final de cada estado do ciclo; b) O rendimento térmico do ciclo.

Dados: $C_v = 0,717 \text{ kJ/kgK}$ (ar, $T = 298 \text{ K}$); $C_p = 1,004 \text{ kJ/kgK}$ (ar, $T = 298 \text{ K}$); $R = 287 \text{ J/kgK}$ (ar)

Solução:

Parte 1:

a) $q_{23} = 421,87 \text{ kJ/kg}$

b) $\eta_{th} = 56,47\%$

Parte 2:

a) $T_2 = 954,56 \text{ K}$; $P_2 = 6,63 \text{ MPa}$; $T_3 = 2747,39 \text{ K}$; $P_3 = 6,63 \text{ MPa}$; $T_4 = 1265,19 \text{ K}$; $P_4 = 0,44 \text{ MPa}$

b) $\eta_{th} = 61,08 \%$

2.1.3. Turbinas de vapor

As turbinas a vapor são elementos constituintes bem conhecidos do equipamento das centrais térmicas convencionais (a carvão ou a fuel), incluindo as de ciclo combinado (a gás natural).

O seu funcionamento é descrito pelo ciclo de Rankine (Figura 11), que será descrito sucintamente, pois é estudado com pormenor noutras disciplinas do curso.

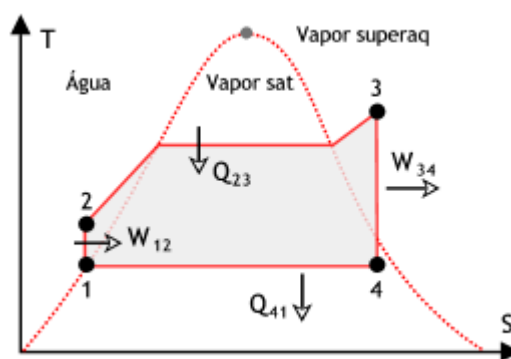


Figura 11 – Diagrama (T,s) do ciclo de Rankine [EngBr]

Na caldeira, a água é convertida em vapor saturado de alta pressão a uma temperatura superior à temperatura de saturação (sobreaquecimento). Este vapor é expandido numa turbina de vários andares (é frequente pelo menos um reaquecimento intermédio), sendo finalmente rejeitado (a baixa pressão) para um condensador de vácuo, onde se processa a condensação do vapor. Finalmente, o con-

densado é bombeado de novo para a caldeira (eventualmente com um pré-aquecimento, designado regeneração), para reinício do ciclo.

Nos sistemas de cogeração não deve ser usado o tipo de turbina que acabou de se descrever, chamado turbina de condensação, pois este equipamento está dimensionado para otimizar o rendimento da conversão eléctrica. Assim, é mais adequado usar, em sistemas de cogeração, as chamadas turbinas de contrapressão (ou de não-condensação).

Nas turbinas de contrapressão, o fluxo de vapor exausto que abandona a turbina é enviado directamente para o processo industrial em condições próximas das que são requeridas. O termo contrapressão refere-se ao facto de o vapor ser rejeitado a pressões da ordem de grandeza da pressão atmosférica, superiores portanto ao vácuo do condensador (pressão da ordem das centésimas de bar). A utilização do vapor a uma pressão relativamente elevada prejudica sensivelmente o rendimento eléctrico, mas melhora o rendimento térmico, pois as características do vapor são normalmente mais adequadas aos fins a que se destina.

A turbina de extracção é um misto das duas anteriores: uma parte do vapor é enviado para o processo industrial, a uma pressão intermédia, e o remanescente é condensado no condensador, como se ilustra na Figura 12.

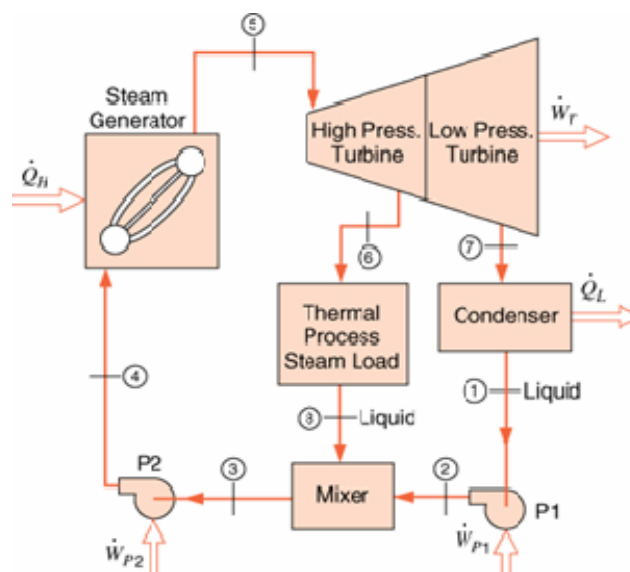


Figura 12 – Cogeração com turbina de extracção [Sonntag]

2.2. TECNOLOGIAS EMERGENTES

2.2.1. Microturbinas

O princípio de operação das microturbinas é muito semelhante ao das turbinas a gás, recorrendo ao ciclo de Brayton para caracterizar o seu funcionamento.

A dimensão é a principal marca distintiva das duas tecnologias: as microturbinas situam-se na gama 30 – 300 kW, enquanto as turbinas a gás ocupam o campo desde 0,5 a 250 MW.

O compressor comprime ar, o qual é pré-aquecido usando um permutador de calor que recupera o calor dos gases de exaustão da turbina. O ar aquecido é, então, misturado com o combustível na câmara de combustão e os gases quentes resultantes da combustão são expandidos na turbina. O calor remanescente dos gases de exaustão pode ser aproveitado para outros fins úteis (Figura 13).

As microturbinas podem operar com uma grande variedade de combustíveis: principalmente gás natural, mas também combustíveis líquidos como gasolina, querosene e óleo diesel.

A velocidade de rotação do veio é muito elevada (da ordem das 50.000 a 60.000 rpm), pelo que é necessária uma montagem do tipo rectificador-inversor para injectar energia na rede.

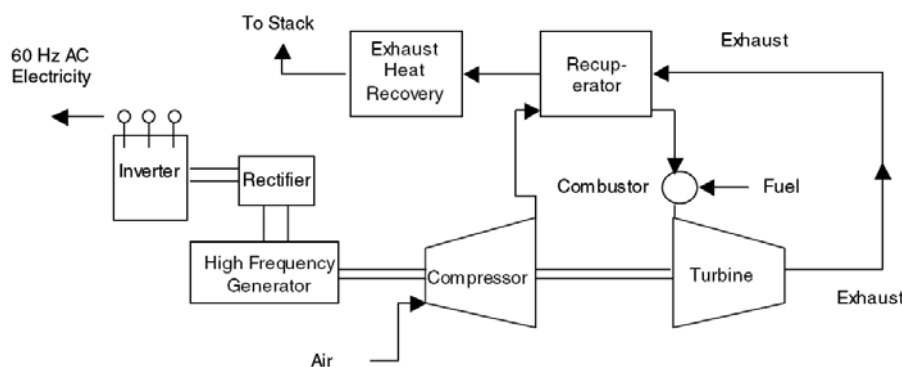


Figura 13 – Esquema de um sistema de cogeração equipado com microturbina [CHPTech]

2.2.2. Pilhas de combustível

As pilhas de combustível, ainda em fase de desenvolvimento e aperfeiçoamento, configuram um modo de obtenção de energia eléctrica completamente diferente tanto das tecnologias convencionais que usam combustíveis fósseis, como das tecnologias que fazem uso de recursos renováveis.

As pilhas de combustível são, de certo modo, semelhantes às conhecidas baterias, no sentido em que ambas geram energia em corrente contínua através de um processo electroquímico, sem combustão, nem transformação intermédia em energia mecânica. Contudo, enquanto as baterias convertem a quantidade finita (e muito limitada) de energia química armazenada em energia eléctrica, as pilhas de combustível podem, em teoria, operar indefinidamente, desde que lhes seja fornecida continuamente uma fonte de combustível, no caso, o hidrogénio. O hidrogénio requerido pode ser obtido, no local, a partir de um hidrocarboneto, tipicamente o gás natural, enquanto o oxigénio é retirado do ar ambiente.

A pilha de combustível mais simples é constituída por dois eléctrodos inertes mergulhados num electrólito alcalino diluído (Figura 14). Os gases – hidrogénio e oxigénio –, cuja reacção dará lugar a uma corrente eléctrica, são introduzidos nos compartimentos do ânodo (+) e do cátodo (-), respectivamente.

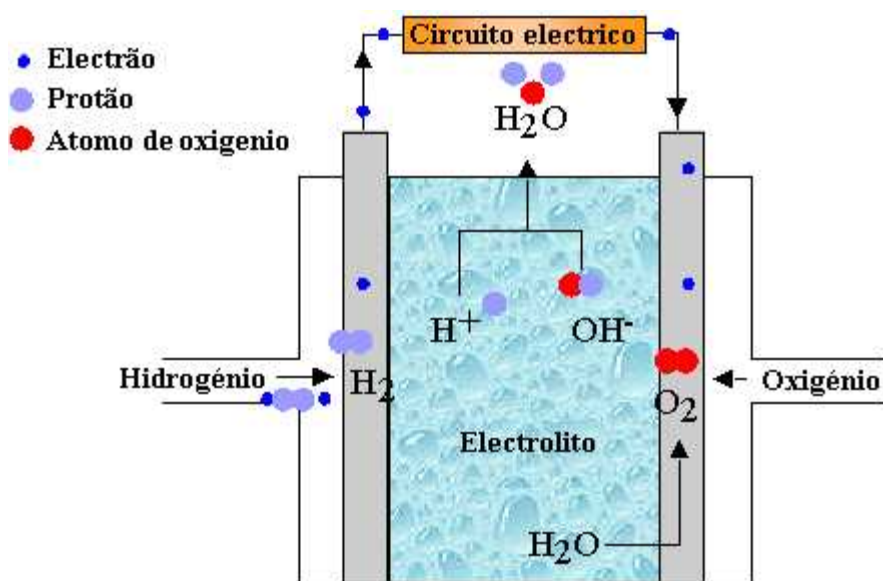


Figura 14 – Processo electroquímico de uma pilha de combustível alcalina (AFC) [Carvalho]

No ânodo, o hidrogénio, sob a forma de gás, ioniza-se em contacto com iões hidróxido OH^- (ião móvel do electrólito), libertando electrões e energia e produzindo água. No cátodo, o oxigénio reage com electrões retirados do eléctrodo e com água contida no electrólito, formando novos iões OH^- . Estes encontram-se e movem-se no electrólito.

Para que estas reacções ocorram continuamente, os iões devem ter a possibilidade de passar através do electrólito e deve existir um circuito eléctrico exterior para que os electrões se possam deslocar do ânodo para o cátodo. Os eléctrodos têm aqui uma função dupla: servem de condutores eléctricos e proporcionam as superfícies necessárias para a decomposição inicial das moléculas em espécies atómicas, que antecede a transferência de electrões.

Uma pilha de combustível é uma célula electroquímica na qual os reagentes são continuamente fornecidos aos eléctrodos, enquanto a célula produz energia eléctrica. Uma pilha de combustível, ao contrário de uma bateria, não armazena energia química, havendo necessidade de renovação constante dos reagentes e remoção dos produtos.

Existem vários tipos de pilha de combustível de acordo com o electrólito usado, com a natureza das reacções que ocorrem no ânodo e no cátodo e com a temperatura operacional. Os diferentes tipos de pilhas de combustível actualmente disponíveis são (por ser uma característica importante do ponto de vista da cogeração indicam-se as temperaturas operacionais) [Carvalheiro], [CHPTech]:

- PEMFC – Pilha de combustível de electrólito de membrana polimérica (*Proton Exchange Membrane ou Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell*); 65–85°C
- PAFC – Pilha de combustível de ácido fosfórico (*Phosphoric Acid Fuel Cell*); 190–210°C
- AFC – Pilha de combustível alcalina (*Alkaline Fuel Cell*); 90–260°C
- MCFC – Pilha de combustível de carbonato fundido (*Molten Carbonate Fuel Cell*); 650–700°C

- SOFC – Pilha de combustível de óxido sólido (*Solid Oxide Fuel Cell*);
750–1000°C

As pilhas de combustível de média dimensão que são mais utilizadas na produção de energia eléctrica são as MCFC e as SOFC. Sob o ponto de vista de maturidade tecnológica, as MCFC encontram-se num estágio mais avançado.

Estes dois tipos de pilhas são também os que são mais vantajosos do ponto de vista da cogeração, uma vez que permitem obter vapor a uma pressão média (até 10 bar); os outros tipos de pilhas possibilitam a recuperação de água quente ou vapor de baixa pressão (menor do que 2 bar).

As fontes de calor disponíveis incluem principalmente os produtos da reacção, designadamente a condensação do produto água (que também é necessária no processo) e os circuitos de arrefecimento da pilha.

A Figura 15 mostra, de forma auto-explicativa, o princípio de funcionamento de uma PEMFC.

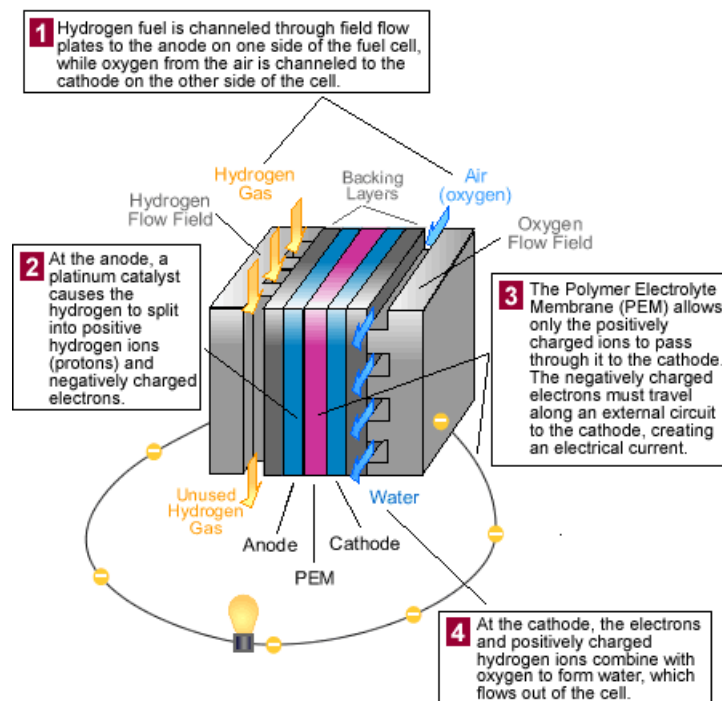


Figura 15 – Princípio de funcionamento de uma Pilha de combustível de electrólito de membrana polimérica (PEMFC) [DOE]

3. PERMUTADORES DE CALOR

Um equipamento que tem por função transferir energia entre dois fluídos designa-se por *permutador de calor*. É usual distinguir entre:

- Regeneradores
- Permutadores abertos
- Permutadores fechados ou recuperadores

Os regeneradores são permutadores nos quais o fluído frio e o fluído quente fluem alternadamente no mesmo espaço físico. A quantidade de energia que é transferida depende das propriedades dos fluídos e da geometria e das propriedades térmicas da superfície.

Os permutadores abertos são equipamentos de transferência onde os dois fluídos se misturam resultando num único fluído a uma temperatura intermédia.

Nos permutadores fechados, também designados *recuperadores*, o fluído quente e o fluído frio não entram em contacto um com o outro, estando separados por uma superfície separadora (parede). A transferência de energia dá-se por convecção de um dos fluídos para a parede, por condução através da parede, e, finalmente, por convecção outra vez, da parede para o segundo fluído.

Os recuperadores de calor constituem o tipo de permutadores usados em sistemas de cogeração, pelo que, na sequência, se abordará apenas este tipo de equipamento de transferência.

3.1. TIPOS DE RECUPERADORES DE CALOR

Os recuperadores de calor podem ser classificados em recuperadores de *passagem simples*, ou de *passagem múltipla*, se cada fluído atravessa o permutador apenas uma vez, ou mais de uma vez, respectivamente.

No que concerne o sentido relativo dos dois fluídos, os recuperadores podem ser de *fluxo paralelo* ou de *co-corrente*, se os fluídos se deslocam no mesmo sentido, ou de *contra-corrente*, quando se deslocam em sentidos opostos, ou ainda de *fluxo cruzado*, para o caso de a direcção ser ortogonal.

Na Figura 16 representa-se uma gravura de um recuperador de calor comum, designado de *duplo tubo*, que pode ser de co-corrente ou de contra-corrente, e na Figura 17 mostra-se um esquema de um recuperador de fluxo cruzado.

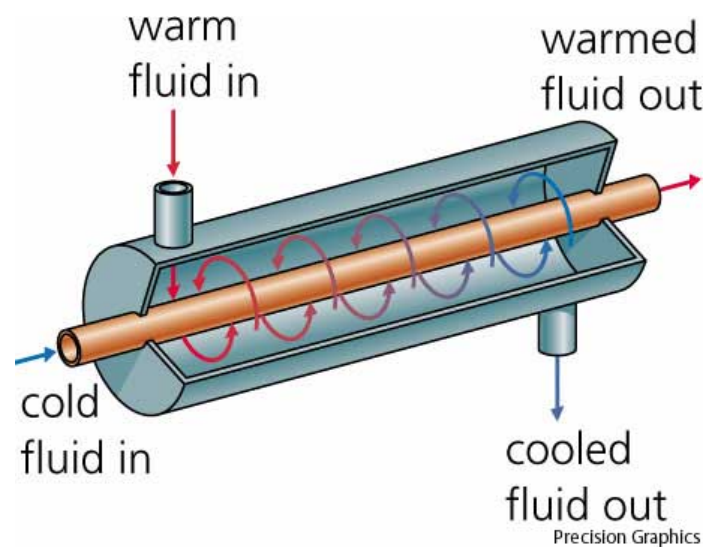


Figura 16 – Recuperador de calor de duplo tubo [Engineersedge]

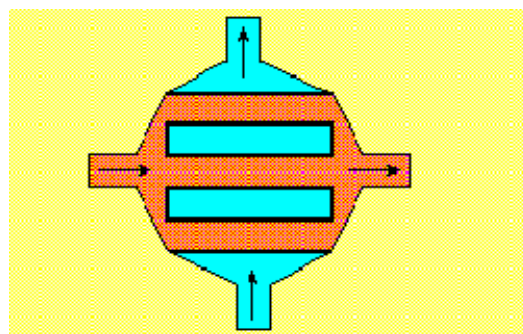


Figura 17 – Esquema de um recuperador de calor de fluxo cruzado [Taflan]

Dado o carácter introdutório deste curso, apenas se abordarão, e de forma superficial, os recuperadores de calor de passagem simples do tipo duplo tubo.

3.2. RECUPERADORES DE CALOR DE PASSAGEM SIMPLES

Na Figura 18 representa-se o perfil de temperaturas ao longo de um permutador de calor de passagem simples do tipo (a) co-corrente e (b) contra-corrente.

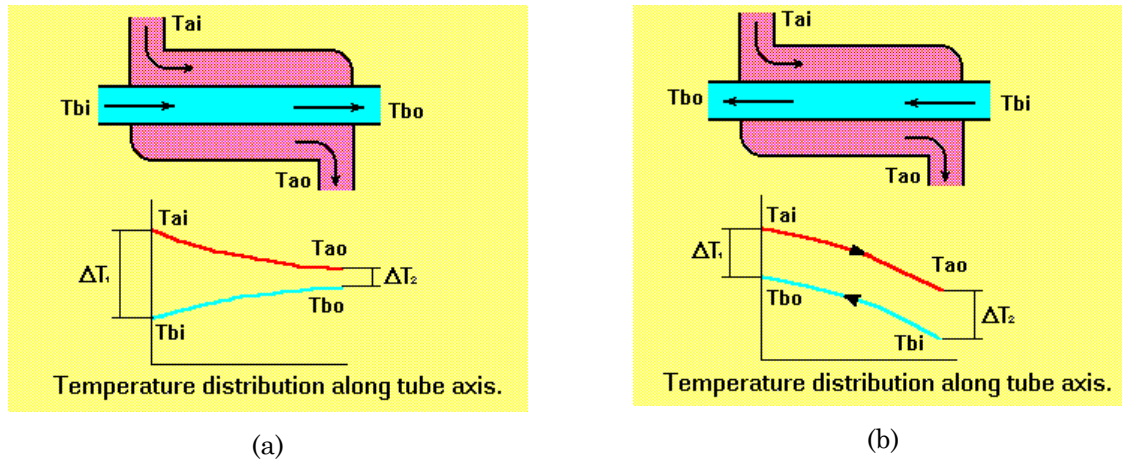


Figura 18 – Perfil de temperatura ao longo do tubo: (a) co-corrente; (b) contra-corrente [Taflan]
 Tai: temperatura de entrada do fluido quente; Tbi: temperatura de entrada do fluido frio;
 Tao: temperatura de saída do fluido quente; Tbo: temperatura de saída do fluido frio

É aparente da Figura 18 que os perfis de temperatura exibidos pelos recuperadores de co-corrente e de contra-corrente são significativamente diferentes.

No primeiro caso, as temperaturas de saída dos dois fluídos são próximas. É possível demonstrar que esta temperatura seria a que se obteria se os dois fluídos fossem misturados num permutador aberto.

Nos recuperadores de contra-corrente pode verificar-se que é possível a temperatura de saída do fluido quente (Tao) ser inferior à temperatura de saída do fluido frio (Tbo). Esta hipótese não se coloca sequer no caso dos recuperadores de co-corrente.

Conclui-se, portanto, que a transferência de calor por unidade de área de permutador é maior no caso dos recuperadores de contra-corrente do que nos recuperadores de co-corrente. Isto explica o uso mais generalizado dos primeiros, sendo a utilização dos segundos apropriada quando se pretende uniformizar a temperatura de dois fluídos, e não quando se pretende maximizar a transferência de calor entre fluídos.

3.3. DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA

Considere-se a Figura 19 que ilustra os perfis de temperatura ao longo dos recuperadores de calor do tipo (a) co-corrente e (b) contra-corrente.

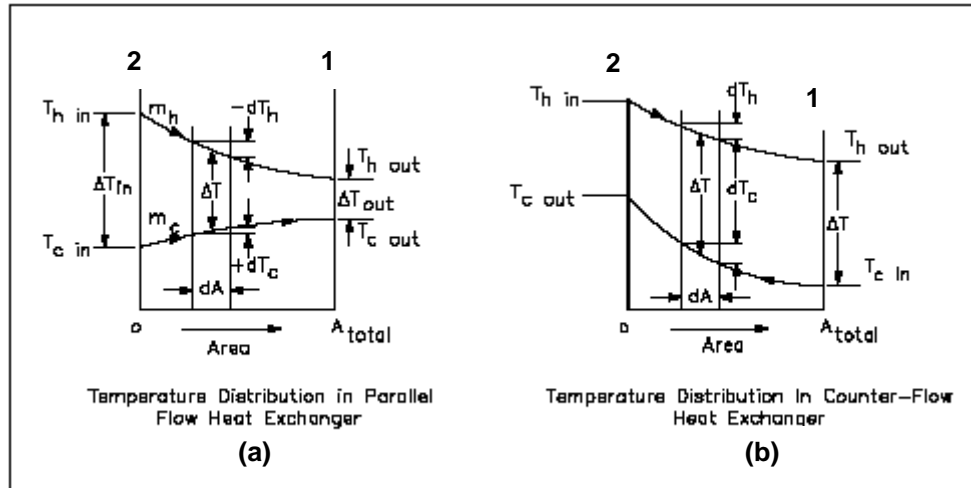


Figura 19 – Perfis de temperatura nos recuperadores de calor: (a) co-corrente; (b) contra-corrente [Engineersedge]

Para servir de exemplo, mas sem perda de generalidade, tome-se como referência a Figura 19 (b) ligada com os recuperadores de contra-corrente.

Para cada um dos fluídos, recorrendo à primeira Lei da Termodinâmica, pode escrever-se:

$$dP_t = d\dot{q} = (\dot{m}c_p)_c dT_c = C_c dT_c \quad \text{eq. 16}$$

$$dP_t = d\dot{q} = (\dot{m}c_p)_h dT_h = C_h dT_h \quad \text{eq. 17}$$

onde P_t (W) é a potência térmica (taxa de transferência de calor), \dot{m} (kg/s) é o caudal mássico e se introduziram os coeficientes C_c e C_h para simplificar a notação.

As quantidades expressas pela eq. 16 e na eq. 17 são iguais, pelo que igualando e integrando:

$$\frac{C_h}{C_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_h} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{h1}} \quad \text{eq. 18}$$

onde T_{c2} e T_{c1} (K) são, respectivamente, as temperaturas de saída e entrada do fluido frio e T_{h2} e T_{h1} (K) são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do fluido quente.

Por outro lado, fazendo uso de do coeficiente de transmissão de calor, U (W/(m² K)), pode também escrever-se para a transferência de calor entre os dois fluidos:

$$dP_t = d\dot{q} = U dA (T_h - T_c) = U dA \Delta T \quad \text{eq. 19}$$

Na eq. 19 fez-se $\Delta T = T_h - T_c$, o que, substituindo na eq. 16 e na eq. 17, leva a:

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c = d\dot{q} \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) = \frac{d\dot{q}}{C_h} \left(1 - \frac{C_h}{C_c} \right) \quad \text{eq. 20}$$

Substituindo a eq. 18 na eq. 20 conduz a:

$$\begin{aligned} d(\Delta T) &= \frac{d\dot{q}}{C_h} \left(\frac{(T_{h2} - T_{h1}) - (T_{c2} - T_{c1})}{T_{h2} - T_{h1}} \right) = \\ &= \frac{d\dot{q}}{C_h} \left(\frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{T_{h2} - T_{h1}} \right) = \frac{d\dot{q}}{C_h} \left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\Delta T_h} \right) \end{aligned} \quad \text{eq. 21}$$

A eq. 21 pode rescrever-se como:

$$d\dot{q} = \frac{C_h \Delta T_h d(\Delta T)}{\Delta T_2 - \Delta T_1} = \frac{\dot{q} d(\Delta T)}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \quad \text{eq. 22}$$

Combinando a eq. 22 com a eq. 19, e considerando que o factor de transmissão de calor se mantém constante, conduz a:

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \frac{U}{\dot{q}} (\Delta T_2 - \Delta T_1) \int_0^A dA \quad \text{eq. 23}$$

Após a integração da eq. 23 e rescrevendo o resultado obtido fica, finalmente:

$$\dot{q} = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = UA \Delta T_{lm} \quad \text{eq. 24}$$

em que ΔT_{lm} é a *diferença de temperatura média logarítmica*, representado uma “espécie” de diferença média de temperaturas entre os fluídos quente e frio:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right)} \quad \text{eq. 25}$$

A eq. 24 foi, por facilidade, deduzida para o caso dos recuperadores de contra-corrente, mas é inteiramente válida para os recuperadores de co-corrente.

Exemplo CG3

O óleo de lubrificação ($C_p = 2090 \text{ J/kgK}$) de um motor é arrefecido num recuperador de calor, através da troca de calor com água ($C_p = 4177 \text{ J/kgK}$). As temperaturas de entrada e de saída do óleo são 375 K e 350 K, respectivamente, sendo o caudal mássico igual 0,5 kg/s. A água está disponível, à temperatura de 280 K, em quantidade suficiente para garantir um caudal mássico de 0,201 kg/s. O coeficiente de transmissão de calor do recuperador é $U = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Calcule a área do recuperador necessária para arrefecer o óleo do motor, no caso de: a) recuperador de contra-corrente; b) Recuperador de co-corrente.

Resolução: [Welty]

a)

O fluído quente é o óleo de lubrificação, do qual são conhecidas as temperaturas de entrada e de saída, respectivamente, $T_{h1} = 375 \text{ K}$ e $T_{h2} = 350 \text{ K}$.

A partir da eq. 17 é possível calcular a potência térmica transferida entre o óleo e a água:

$P_t = 0,5 \cdot 2,090 \cdot (350 - 375) = -26,13 \text{ kW}$ (o sinal negativo indica que a potência térmica é cedida pelo óleo)

Esta potência é absorvida pela água que, em consequência, vai aumentar a sua temperatura. Em relação à água, a temperatura de entrada é $T_{c2} = 280 \text{ K}$ e a temperatura de saída calcula-se através da eq. 16:

$$T_{c1} = 280 + 26,13 / (0,201 \cdot 4,177) = 311,12 \text{ K}$$

O cálculo da diferença de temperatura média logarítmica faz-se com o auxílio de:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} = 63,88 \text{ K} \text{ e } \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} = 70 \text{ K, resultando em } \Delta T_{lm} = 66,89 \text{ K (eq. 25)}$$

Finalmente a área do recuperador necessária para refrigerar o óleo de lubrificação pode ser calculada a partir da eq. 24:

$$A = 26130 / (250 \cdot 66,89) = 1,56 \text{ m}^2$$

b)

Se o recuperador for tipo co-corrente, o método de resolução é análogo ao apresentado em a), com a diferença na definição das temperaturas de entrada e saída dos fluídos e, conseqüentemente, no cálculo da diferença de temperatura média logarítmica.

Assim, tem-se, no caso do recuperador de co-corrente:

$T_{h1} = 375 \text{ K}$, $T_{h2} = 350 \text{ K}$, como no caso do recuperador de contra-corrente, mas agora é $T_{c1} = 280 \text{ K}$ e $T_{c2} = 311,12 \text{ K}$ (ver Figura 19).

Portanto, $\Delta T_1 = 95 \text{ K}$ e $\Delta T_2 = 38,88 \text{ K}$, resultando em $\Delta T_{lm} = 62,82 \text{ K}$ e em $A = 1,66 \text{ m}^2$

Conclui-se que a área necessária para transferir a potência térmica de 26,13 kW entre o óleo e a água é cerca de 7% inferior no caso do recuperador de contra-corrente.

Problema CG 2.

Pretende-se obter água para aquecimento, aumentando a temperatura da água de 30 °C para 75 °C, a partir da transferência de uma potência térmica de calor de 540 kW.

O recuperador de calor é do tipo contra-corrente, com coeficiente de transmissão de calor, $U = 250 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, e será colocado num dos circuitos de refrigeração de um motor com as seguintes características:

Circuito de refrigeração de Alta Temperatura

Temperatura de entrada da água: 91,1 °C

Temperatura de saída da água: 100 °C

Caudal mássico: 15,62 kg/s

Circuito de refrigeração de Baixa Temperatura

Temperatura de entrada da água: 40 °C

Temperatura de saída da água: 43,3 °C

Caudal mássico: 17,20 kg/s

Circuito de refrigeração a óleo

Temperatura de entrada do óleo: 75 °C

Temperatura de saída do óleo: 85,6 °C

Caudal mássico: 11,74 kg/s

a) Em qual dos circuitos deve ser instalado o recuperador de calor?; b) Dimensione o recuperador de calor, isto é, calcule a respectiva área e o caudal mássico de água de aquecimento.

Dados: $C_p = 4,177 \text{ kJ/kgK}$ (água); $C_p = 2,090 \text{ kJ/kgK}$ (óleo de lubrificação)

Solução:

- a) *Circuito de refrigeração de Alta Temperatura*
- b) $A = 53,47 \text{ m}^2$, $m' = 2,87 \text{ kg/s}$

Problema CG 3.

Considere de novo o motor do problema anterior.

Para se obter a potência térmica de arrefecimento é utilizado uma Unidade Produtora de Água Refrigorada (UPAR) por absorção que possui uma capacidade de arrefecimento de 420 kWf e um rendimento de 67%. A produção de frio obriga a que a temperatura da água quente à entrada da UPAR seja de 100°C, sendo a temperatura da água à saída da UPAR de 90°C.

O aquecimento da água da UPAR é conseguido através de um recuperador de calor, do tipo contracorrente, com coeficiente de transmissão de calor, $U = 250 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, a ser colocado na chaminé do motor. A temperatura de entrada do ar e produtos da combustão na chaminé é 357,2 °C, sendo possível obter uma potência térmica máxima de 875,4 kWc, baixando a temperatura do ar e produtos da combustão para 121,1 °C.

Calcule: a) Os caudais mássicos de ar e de água no recuperador; b) A área do recuperador.

Dados: $C_p = 4,177 \text{ kJ/kgK}$ (água); $C_p = 1,004 \text{ kJ/kgK}$ (ar, $T=298 \text{ K}$)

Solução:

- a) $m'_{\text{ar}} = 3,69 \text{ kg/s}$; $m'_{\text{água}} = 15,01 \text{ kg/s}$
- b) $A = 15,19 \text{ m}^2$

4. SITUAÇÃO EM PORTUGAL

A evolução da cogeração em Portugal tem sido caracterizada por fases tecnológicas: até aos anos 90, do século passado, predominaram as turbinas de contrapressão a vapor, a que se seguiram os motores Diesel e, finalmente, desde a introdução do gás natural em Portugal, no final da década de 90, passaram a ser instalados motores de explosão e turbinas ambos alimentados a gás natural.

No total, os últimos números disponíveis, indicam que a potência instalada em unidades de cogeração atinge cerca de 1200 MW, com a distribuição por tecnologia que se indica na Figura 20.

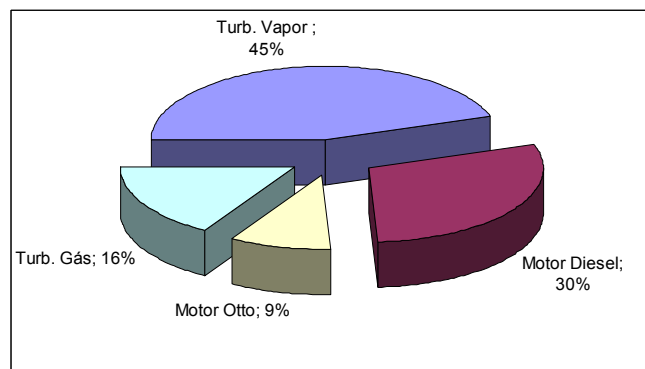


Figura 20 – Distribuição dos sistemas de cogeração por tecnologia [Cogen]

Em termos sectoriais, a distribuição é a que se apresenta na Figura 21.

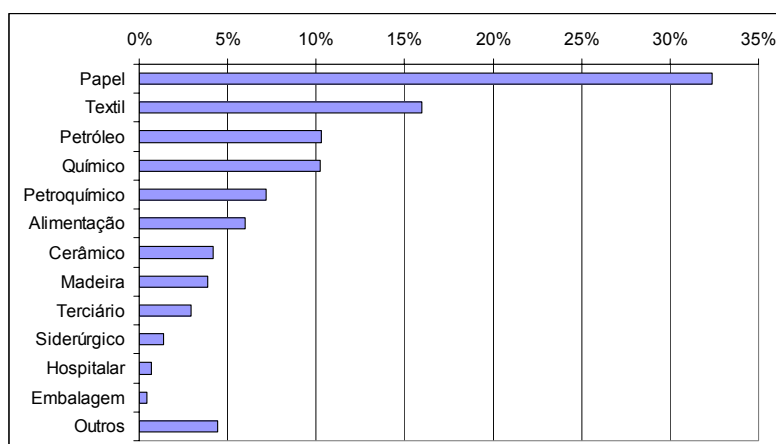


Figura 21 – Distribuição dos sistemas de cogeração por sector de actividade [Cogen]

4.1. RENDIMENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE

Por forma a avaliar o rendimento efectivo da instalação de cogeração, a legislação portuguesa define o chamado *rendimento eléctrico equivalente*, através de:

$$REE = \frac{E}{C - \frac{T}{0,9 - 0,2 \frac{CR}{C}}} \quad \text{eq. 26}$$

em que REE é um coeficiente adimensional designado *rendimento eléctrico equivalente*, E é a energia eléctrica produzida anualmente, T é a energia térmica útil consumida anualmente, C é a energia primária consumida anualmente e avaliada a partir do poder calorífico inferior dos combustíveis usados e CR é o equivalente energético dos recursos renováveis ou resíduos industriais, agrícolas ou urbanos consumidos. Naturalmente que E, T, C e CR estão expressos nas mesmas unidades de energia

O rendimento eléctrico equivalente tem um valor mínimo, o qual é diferenciado em função do combustível usado. Assim, tem-se:

- REE \geq 0,55 – para o caso do gás natural e gás de petróleo liquefeito;
- REE \geq 0,50 – para o caso do fuelóleo;
- REE \geq 0,45 – para o caso de instalações de biomassa.

No caso de CR=0 e de se usar gás natural, a eq. 26 toma a forma:

$$REE = \frac{E}{C - \frac{T}{0,9}} \geq 0,55 \quad \text{eq. 27}$$

Para ganhar sensibilidade à expressão contida na eq. 27, realizou-se uma simulação para avaliar a variação de REE com a relação T/E. Tomou-se como combustível o gás natural com as características seguintes:

- $PCI = 9080 \text{ kcal/Nm}^3$
- Consumo específico $C_e = 0,254 \text{ Nm}^3/\text{kWhe}$

Os resultados obtidos estão representados na Figura 22.

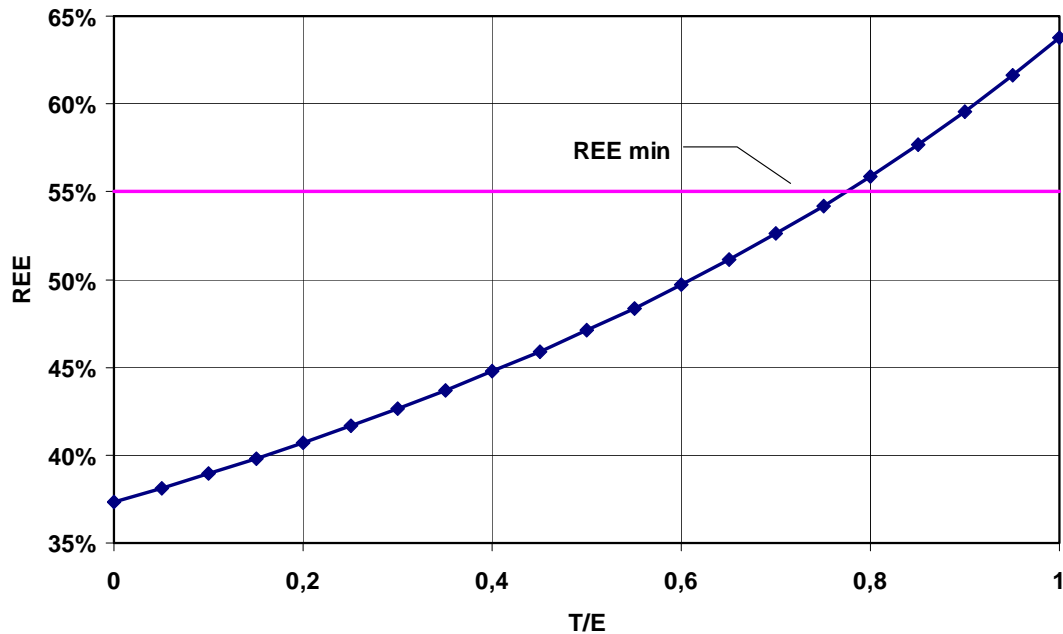


Figura 22 – Variação do rendimento eléctrico equivalente com a relação T/E, para $PCI=9080\text{kcal/Nm}^3$ e $C_{eGN}=0,254\text{m}^3/\text{kWhe}$.

Exemplo CG4

Uma indústria onde se pretende instalar um motor de combustão interna alimentado a gás natural ($PCI = 38 \text{ MJ/Nm}^3$), possui um consumo anual de energia térmica de calor igual a $1,560 \text{ GWhc}$, sendo o consumo anual de energia térmica de frio igual a $0,800 \text{ GWhf}$.

As necessidades térmicas da indústria serão supridas através dos circuitos de refrigeração e da exaustão do motor. O rendimento do equipamento térmico necessário para produção de aquecimento é de 100%. O rendimento da Unidade Produtora de Água Refrigerada por Absorção, necessária para a produção da energia térmica de arrefecimento, é de 64%.

O consumo específico de calor do motor é $C_{ec} = 9008 \text{ kJ/kWhe}$ e pretende-se que possua uma utilização anual da potência instalada de 7500 h .

Calcule: a) O consumo específico de gás natural; b) o rendimento eléctrico; c) A potência térmica de calor fornecida pelo motor; d) A potência eléctrica do motor por forma a que o rendimento eléctrico equivalente mínimo seja atingido.

Resoluo:

a)

O consumo especfico de calor  igual a C/E na terminologia da eq. 27, obtendo-se em unidades mais apelativas para o eng. electrot cnico, $C/E = 2,5 \text{ kWh/kWhe}$ (atendendo a que $1 \text{ kWh} = 3,6 \text{ MJ}$)

O consumo especfico de GN calcula-se dividindo C/E pelo PCI do GN (naturalmente prestando a devida ateno s unidades); obt m-se o valor de $0,237 \text{ Nm}^3/\text{kWhe}$.

b)

O rendimento eléctrico do motor  $E/C = 0,4 \text{ kWhe/kWht}$

c)

A potência térmica que o motor fornece vai ser aproveitada para aquecimento, com rendimento de 100%, e para produo de frio, com rendimento de 64%.

Logo, em termos energéticos, será: $E_t = 1,56 + 0,8/0,64 = 2,81 \text{ GWhc}$

A potência térmica fornecida pelo motor , por conseguinte: $P_t = T = E_t/h = 374,67 \text{ kWt}$

d)

Resolvendo a eq. 27 em ordem a E, devem:

$$E = \frac{T}{0,9 \left(\frac{C}{E} - \frac{1}{REE} \right)} \quad \text{eq. 28}$$

o que conduz  potência eléctrica, máxima para que REE seja de 0,55, igual a $P_e = E = 608,58 \text{ kWe}$

4.2. REPARTIO DO CUSTO VARIÁVEL UNITÁRIO

Em relao ao custo de produo de energia em sistemas de cogerao, trataremos apenas do custo variável unitário (por unidade de energia), ou seja, do custo associado ao combustvel usado, gás natural (GN), no caso vertente.

Em geral, este custo variável de produo de energia tem três componentes: o custo variável de produo de calor consumido, o custo variável de produo de calor para gerao de frio e o custo variável de produo de electricidade. Na sequência, abordaremos a determinao de cada uma destas componentes do custo variável unitário.

Seguindo a nomenclatura adoptada na introduo do REE, recorda-se que E  a energia eléctrica produzida, T  a energia térmica útil consumida e C  a energia

primária consumida e avaliada a partir do poder calorífico inferior (PCI) dos combustíveis usados. Designaremos por T_q a energia térmica consumida sob a forma de calor e por T_{qf} a energia térmica consumida sob a forma de calor para produo de frio. Naturalmente que será $T = T_q + T_{qf}$. Por outro lado, T_f designará a energia térmica consumida sob a forma de frio.

O custo variável unitário de produo de calor, c_{vq} (€/MWht), :

$$c_{vq} = \frac{p_{GN} c_{GNq}}{T_q} = \frac{p_{GN} \frac{T_q}{0,9} \frac{0,9}{PCI_{GN}}}{T_q} = \frac{p_{GN}}{0,9 PCI_{GN}} \quad \text{eq. 29}$$

em que, p_{GN} é o preo do GN (€/Nm³), c_{GNq} é o consumo de GN devido ao calor consumido (Nm³) e PCI_{GN} é o poder calorífico inferior do GN (MWht/Nm³). O factor 0,9 aparece devido ao facto de a expresso de cálculo do REE valorizar nesta proporo a energia térmica consumida. Como se pode verificar, este custo é independente da energia térmica consumida.

Quanto ao custo variável unitário de produo de frio, c_{vf} (€/MWht), ele pode ser calculado de maneira análoga por:

$$c_{vf} = \frac{p_{GN} c_{GNf}}{T_f} = \frac{p_{GN} \frac{T_{qf}}{0,9} \frac{0,9}{PCI_{GN}}}{T_f} \quad \text{eq. 30}$$

$$c_{vf} = \frac{p_{GN}}{0,9 PCI_{GN}} \frac{T_{qf}}{T_f} = \frac{p_{GN}}{0,9 PCI_{GN}} \frac{1}{\eta_{qf}} = \frac{c_{vq}}{\eta_{qf}}$$

em que, c_{GNf} é o consumo de GN devido ao frio consumido (Nm³) e $\eta_{qf} = T_f/T_{qf}$ é o rendimento da converso de calor em frio, designadamente em unidades de absoro.

Finalmente, o custo variável unitário de produo de electricidade, c_{ve} (€/MWh):

$$c_{ve} = \frac{p_{GN} c_{GNe}}{E} = \frac{p_{GN} \frac{C - \frac{T}{0,9}}{PCI_{GN}}}{E} \quad \text{eq. 31}$$

$$c_{ve} = \frac{p_{GN}}{PCI_{GN}} \frac{1}{REE}$$

Da energia primária consumida a partir do combustível, C , a quantidade $T/0,9$ é a parcela correspondente à energia térmica consumida, com a valorização expressa no REE, sendo a parcela restante, $C - T/0,9$, atribuída à produção de electricidade.

Outra forma equivalente de análise é:

$$c_{ve} = \frac{p_{GN} \frac{C - \frac{T}{0,9}}{PCI_{GN}}}{E} = \frac{p_{GN} \frac{PCI_{GN} C_e E - \frac{T}{0,9}}{PCI_{GN}}}{E} \quad \text{eq. 32}$$

$$c_{ve} = p_{GN} C_e - \frac{T}{E} c_{vq}$$

Nas equações anteriores, c_{GNe} é o consumo de GN devido à electricidade produzida (Nm^3) e C_e é o consumo específico de GN (Nm^3/kWhe).

Problema CG 4.

A potência nominal do motor dos problemas CG2 e CG3 é 1860 kW_e. O motor é alimentado a gás natural ($PCI = 38 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$), cujo custo é de $0,3 \text{ €/Nm}^3$, sendo o consumo igual a $0,237 \text{ Nm}^3/\text{kWhe}$.

A potência térmica para produção de calor é 540 kW_t e a potência térmica para produção de frio é 630 kW_t. A potência de arrefecimento da UPAR é 420 kW_f.

Admita que diagrama de carga mensal é constante, com um número de horas de funcionamento médio de 720 horas.

a) Calcule o rendimento eléctrico do motor; b) Verifique se a instalação cumpre os requisitos definidos na legislação referentes ao rendimento eléctrico equivalente ($REE_{min} = 55\%$); c) Calcule o custo variável unitário médio mensal de combustível (€/MWh) para produção de: i) electricidade; ii) calor; iii) frio.

Solução:

a) $Rend = 0,3997$

b) $REE = 0,5547$ (OK)

c) i) $cv_e = 51,24 \text{ €/MWh}$; ii) $cv_c = 31,58 \text{ €/MWh}$; iii) $cv_f = 47,37 \text{ €/MWh}$

Problema CG 5. (teste de 2005/06)

Numa indústria está instalado um motor com potência nominal de 1860 kWe. A potência térmica disponível, bem como as respectivas temperaturas de entrada e saída, nos circuitos de refrigeração do motor e na chaminé e ainda os calores específicos a pressão constante dos fluídos de trabalho, estão indicadas na tabela seguinte:

Circuito	P térmica (kWt)	T entrada (°C)	T saída (°C)	Cp (kJ/kgK)
Chaminé	875,4	357,2	121,1	1,004 (ar)
Refrig. AT	580,7	91,1	100	4,177 (água)
Refrig. BT	237,1	40	43,3	4,177 (água)
Óleo	260,1	75	85,6	2,090 (óleo)

Pretende-se transferir uma potência térmica de 500 kWt por forma a obter água à temperatura de 100°C, a partir de água à temperatura de 25°C, usando um recuperador de calor ($U = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$) de passagem simples do tipo co-corrente a instalar no circuito da chaminé.

As características do processo de utilização da energia térmica impõem que a potência térmica disponível no circuito de refrigeração de AT e a restante potência térmica disponível no circuito da chaminé não sejam aproveitadas. No entanto, pretende-se aproveitar a potência térmica disponível nos circuitos de refrigeração de BT e do óleo, para aquecer mais água, inicialmente à temperatura de 25°C e disponível com um caudal mássico de 17,1 t/h, através de dois recuperadores de calor ($U = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$, cada), ligados em série, de passagem simples do tipo contra-corrente.

Este motor é alimentado a gás natural ($PCI = 38 \text{ MJ/Nm}^3$), cujo custo é de 0,3 €/Nm³, e tem um rendimento eléctrico igual a 40%. O tempo médio de funcionamento diário é de 18 horas.

Calcule: a) Caudais mássicos de ar e de água no recuperador da chaminé; b) Área de transferência do recuperador da chaminé; c) Temperatura máxima atingida pela água à saída do 2º recuperador, que está instalado no circuito do óleo; d) Custo variável médio diário de combustível para produção de: i) electricidade; ii) calor.

Solução:

a) $m'_{ar} = 3,69 \text{ kg/s}$; $m'_{água} = 1,60 \text{ kg/s}$

b) $A = 9,52 \text{ m}^2$

c) $\theta = 50,06 \text{ °C}$

d) i) $cv_e = 1812,03 \text{ €}$; ii) $cv_c = 566,81 \text{ €}$;

Problema CG 6. (teste de 2004/05)

Num parque tecnológico está instalado um motor de potência nominal de 1860 kW_e, com rendimento eléctrico igual a 37,5%. Este motor é alimentado a gás natural (PCI = 37,8 MJ/Nm³), cujo custo é de 0,2 €/Nm³. O número de horas de funcionamento anual é de 6000 horas.

A potência térmica disponível, bem como as respectivas temperaturas de entrada e saída, nos circuitos de refrigeração do motor e na chaminé estão indicadas na tabela seguinte:

Circuito	P térmica (kW _t)	T entrada (°C)	T saída (°C)
Chaminé	996	357	130
Refrigeração AT	613	?	100
Refrigeração BT	273	40	43
Óleo	278	72	82

Aproveitando a potência térmica disponível nos circuitos da chaminé e de refrigeração AT, alimenta-se uma Unidade Produtora de Água Refrigerada (UPAR) por absorção que possui uma capacidade de arrefecimento de 1011 kW_f e um rendimento de 63%. A temperatura da água quente à entrada da UPAR é de 100 °C, sendo a temperatura da água à saída da UPAR de 80 °C.

A potência térmica disponível no circuito de refrigeração de AT é totalmente aproveitada, sendo o caudal mássico de água do circuito igual 11,7 kg/s.

Calcule: a) Caudal mássico de água de alimentação da UPAR; b) Temperatura da água à entrada do circuito de refrigeração de AT; c) Rendimento eléctrico equivalente; d) Consumo anual de gás natural afecto à produção de frio; e) Custo variável unitário médio anual de combustível para produção de electricidade.

Solução:

a) $m'_{\text{águaUPAR}} = 19,21 \text{ kg/s}$

b) $\theta = 87,5 \text{ °C}$

c) $REE = 0,5855 \text{ (OK)}$

d) $C_{\text{cpf}} = 1.018.896,45 \text{ Nm}^3$

e) $cv_e = 32,53 \text{ €/MWh}$

5. REFERÊNCIAS

- [Brandao] Sérgio da Silva Brandão, “Cogeração”, DEEC/UC, Outubro 2004.
- [Carvalho] João Carvalho, “Um modelo de pilhas de combustível ligadas ao sistema de energia eléctrica”, Tese de Mestrado, IST, Setembro 2004.
- [CHPTech] Catalogue of CHP Technologies, U.S. Environmental Protection Agency, Combined Heat and Power Partnership, prepared by Energy Nexus Group, February 2002.
- [Cogen] COGEN Portugal <http://www.cogenportugal.com/>
- [DOE] US Department of Energy <http://www.energy.gov/>
- [EngBr] Portal de engenharia e tecnologia <http://myspace.eng.br/>
- [Engineersedge] Engineers Edge
http://www.engineersedge.com/heat_transfer/parallel_counter_flow_designs
- [Iberopuebla] Universidad Iberoamericana Puebla, México
http://www.pue.uia.mx/docs/alumnos/mecanica/termica/CA9_INTRO.htm
- [Jesus] José Ferreira de Jesus, "Cogeração", Coleção de acetatos de apoio às aulas, IST, 1998.
- [Rincondelvago] Portal universitário
<http://html.rincondelvago.com/>
- [SaladeFísica] Sala de Física <http://br.geocities.com/saladefisica>
- [Sonntag] R. Sonntag, C. Borgnakke, G.J. Van Wylen, “Fundamentals of Thermodynamics”, John Wiley & Sons, Sixth Edition, 2003.
- [Taflan] Thermodynamics Online Help <http://www.taftan.com/thermodynamics/>
- [Trigemed] TriGeMed – Promotion of Tri-generation Technologies in the Tertiary Sector in Mediterranean Countries <http://www.trigemed.com/>
- [Welty] James R. Welty, Charles E. Wicks, Robert E. Wilson, “Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer”, John Wiley & Sons Inc., Fourth Edition, 2001.