

cap 9 - EFICIÊNCIA DE GERADORES DE VAPOR

Equipamentos industriais térmicos geralmente transferem energia de um fluido a outro, ou transformam um tipo de energia para um outro tipo. Eficiência térmica de equipamento é uma medida de quão eficiente esta transformação é processada. No caso típico de um gerador de vapor a combustão, a energia química contida no combustível é transformada em energia térmica, na forma de entalpia do vapor produzido.

Balanços de energia em equipamentos industriais são feitos baseados na Primeira Lei da Termodinâmica que postula a Conservação da Energia. Em um sistema termodinâmico a energia total que entra é igual a energia total que dêle sai mais a variação de sua energia interna.

A eficiência de transformação de energia pode ser definida como a relação entre a energia útil produzida (ou transformada) e aproveitável do ponto de vista prático e a energia efetivamente consumida nesta transformação.

Num gerador de vapor a energia útil produzida é a energia na forma de entalpia do vapor produzido e efetivamente disponível para utilização industrial.

O conceito de eficiência térmica pode variar conforme se estabeleça as fronteiras ou o "volume de contrôle" do equipamento sendo analisado.

Tomando como fronteira apenas o corpo principal do gerador de vapor, que inclui as superfícies de transferência de calor e a câmara de combustão, a eficiência térmica pode ser escrita como:

$$\eta = \frac{m_v(h_2 - h_1)}{m_c PC} \quad (1)$$

onde:

η : eficiência térmica do gerador de vapor

m_v : produção média de vapor (kg/s)

h_2 : entalpia do vapor produzido (kJ/kg)

h_1 : entalpia da água de alimentação da caldeira (kJ/kg)

m_c : consumo médio de combustível (kg/s)

PC : Poder Calorífico Superior do combustível

No caso foi considerado como energia útil a entalpia do vapor total produzido efetivamente pela caldeira, independente de sua utilização posterior, e como energia consumida, a energia química do combustível utilizado na geração do vapor.

Um sistema completo de geração de vapor inclui diversos acessórios e equipamentos auxiliares, tais como bombas de alimentação de água, desaeradores, sistema de pulverização e/ou alimentação de combustível, ventiladores e exaustores, sistema de limpeza de gases efluentes, etc. A eficiência energética de um sistema completo de geração deve ser calculada com as fronteiras de controle estabelecida de uma maneira global, onde o volume de controle inclua todos acessórios e equipamentos

auxiliares e necessários para a produção de vapor. Assim, a energia útil produzida efetivamente é a energia da entalpia do vapor que sai do sistema e é aproveitável para o processo industrial, e neste caso não deve ser incluído o vapor produzido e consumido no desaerador, e no queimador a pulverização a vapor, por exemplo.

A energia consumida, além da energia química do combustível, deve incluir, a energia elétrica consumida nas bombas, ventiladores e outros equipamentos auxiliares, sendo que a eficiência energética total deve ser escrita como:

$$\eta = \frac{m_{vefet}(h_2 - h_1)}{m_c PC + E_e + E_h} \quad (2)$$

m_{vefet} : produção útil de vapor (kg/s)

E_e : consumo de energia elétrica (kJ/s)

E_h : consumo de outras fontes de energia (kJ/s)

Importante notar que neste caso, a eficiência total vai ser afetada também pela eficiência dos equipamentos auxiliares, que transformam, por exemplo a energia elétrica em um aumento de pressão do ar de combustão ou da água de alimentação. A energia química do combustível tem sido tomada tradicionalmente como o Poder Calorífico Inferior do mesmo pois a maioria dos processo industriais de combustão tem exaurido os produtos de combustão na fase gasosa, sendo praticamente impossível o aproveitamento térmico da entalpia de vaporização da água formada na combustão. Atualmente, com o desenvolvimento teórico dos conceitos de exergia, referentes a irreversibilidade e disponibilidade de energia, as definições de rendimento térmico tem tomado como referência o Poder Calorífico Superior do combustível utilizado, já que êste representa a máxima quantidade de energia disponível teóricamente através de sua combustão.

MÉTODOS DE MEDIDAS DE EFICIÊNCIA TÉRMICA DE CALDEIRAS

Dois métodos básicos de cálculo da eficiência térmica de caldeiras podem ser usados: o método de medida direta, onde os fluxos de entrada e saída de energia são medidos e computados diretamente; e o método indireto ou da avaliação de perdas térmicas.

a. MÉTODO DIRETO:

O método direto consiste em se medir diretamente as vazões de fluidos e suas respectivas condições termodinâmicas, num intervalo de tempo adequado, a fim de se obter valores médios representativos. Assim, sendo possível obter-se com boa precisão a produção efetiva de vapor, e o consumo de combustível mais o consumo de energia elétrica da planta de geração de vapor, pode ser calculado a eficiência térmica do sistema.

O fluxo de massa de vapor é medido normalmente com placa de orifício acoplada a um dispositivo totalizador, ou com um medidor de Coriolis, o qual mede diretamente a massa que atravessa o medidor. A

placa de orifício mede basicamente vazão, sendo necessário a conversão em massa e esta depende das condições termodinâmicas do vapor produzido (temperatura, pressão e título de vapor). De qualquer maneira tais condições sempre deverão ser medidas, já que são estritamente necessárias para a avaliação da entalpia do vapor produzido. Erros significativos podem ser introduzidos no cômputo da entalpia do vapor, já que esta depende diretamente das condições termodinâmicas do mesmo, as quais podem variar significativamente durante a operação da caldeira, e estas flutuações dependem de seus dispositivos de controle. Caldeiras que produzem vapor superaquecido tem normalmente a temperatura do vapor variando com a carga da caldeira e seu comportamento depende do tipo de superaquecedor, ou seja, se de convecção, de radiação ou misto. Superaquecedores de concepção mista (radiação e convecção) oferecem menor variação de temperatura em relação à carga da caldeira.

Caldeiras de vapor saturado podem apresentar razoável variação na pressão do vapor, principalmente as unidades de pequeno porte que tem o controle de combustão modulado em liga/desliga ou em alguns intervalos de carga (por exemplo: 30%, 50% e 100%). Outra fonte de erro consiste em se admitir título de vapor como 100%. O arraste de gotículas de líquido saturado é inevitável e varia com a carga da caldeira, sendo máximo em altas taxas de evaporação. Apesar de ser possível a estimativa do título de vapor produzido pela caldeira, a presença de líquido arrastado introduz grandes erros em placas de orifício, pela alteração do perfil de velocidades devido a presença do líquido, que inevitavelmente se acumula no fundo do tubo e antes da placa. É possível o uso de placas de orifício excentricas, a fim de não bloquear a corrente de líquido que se forma, porém, não se pode evitar a necessidade de calibração da mesma em função do título de vapor, introduzindo-se mais uma variável no processo de cálculo e coleta de dados.

Para avaliações mais rápidas da produção de vapor. o controle do consumo de água de alimentação pode ser útil, desde que se conheça, ou seja possível avaliar, o consumo de vapor em equipamentos acessórios da casa de caldeiras, e principalmente, a vazão da descarga de fundo. Estas informações nem sempre estão disponíveis, e quando estão, não são plenamente confiáveis. Quando é utilizado purga contínua de fundo, a vazão pode ser estimada com razoável precisão através das concentrações de determinado produto na descarga e na água de alimentação, cujo método será detalhado mais a frente. Descargas intermitentes dependem da frequência, do tempo de descarga, da pressão da caldeira e das características da linha de descarga, ou seja, de sua perda de carga total. Por ser um processo transitório e envolver escoamento bifásico é de difícil avaliação através de cálculos termodinâmicos.

A medida de consumo de combustível apresenta menores problemas, já que pode ser feita diretamente através de medidores totalizadores na linha de alimentação ou através do cálculo do volume consumido no tanque de serviço, quando se tratar de óleo combustível. Medidores totalizadores para gases ou líquidos são utilizados em diversos tipos, sendo mais problemáticos apenas, quando se usa óleo combustível de alta viscosidade ou alto teor de enxofre. O cálculo através do volume no tanque depende fundamentalmente do conhecimento e precisão das medidas internas do tanque de serviço, e uma calibração pode ser feita sem maiores problemas.

Combustíveis sólidos já são difíceis de controlar e a avaliação de consumo através do volume consumido pode apresentar grandes erros. Se o combustível é de baixa granulometria, tal como carvão pulverizado ou bagaço de cana, a grandeza do erro de medição de volume em um silo pode apresentar erros de até 20% devido a acomodação dos sólidos, sendo maior ainda no caso de granulometria grosseira. Alimentadores de esteira podem

receber uma balança contínua para registro da massa de combustível consumida pela caldeira, mas êstes instrumentos nem sempre conseguem operar sem problemas, devido principalmente ao ambiente agressivo de um sistema de alimentação de sólidos. Combustíveis sólidos podem apresentar grande variação de umidade, com conseqüente variação no Poder Calorífico Inferior e na efetiva contabilidade do consumo de combustível em base seca.

Para avaliações menos precisas, os dados de contabilidade da compra do combustível, num período relativamente longo, a fim de diminuir a influência do estoque atual no valor do consumo médio pode ser útil. Nêste caso, a precisão da medida fica por conta da honestidade do fornecedor de combustível e da capacidade do consumidor em conferir os dados da Nota de Venda. Mesmo que apresente êrros do ponto de vista termodinâmico, pelo menos, no aspecto financeiro, que é o que mais interessa na maioria dos casos, os dados serão rigorosamente corretos.

Devido a todos estes problemas de medidas e avaliação, o método direto dificilmente apresenta resultados confiáveis e úteis. Pode se prestar a um acompanhamento comparativo do desempenho do sistema de geração de vapor ao longo de um determinado período longo de operação, no sentido de se avaliar o resultado de mudanças ou melhoramentos introduzidos, desde que as medidas obtidas tenham boa repetibilidade, mesmo que imprecisas.

b. MÉTODO DE AVALIAÇÃO DAS PERDAS:

Um balanço de energia aplicado a um sistema de geração de vapor, através da 1ª Lei da Termodinâmica pode ser expresso por:

$$\sum E_1 - \sum E_2 - \Delta E_i = 0 \quad (3)$$

onde

$\sum E_1$: energia que entra no sistema

$\sum E_2$: energia que sai do sistema

ΔE_i : variação da energia interna do sistema

todos valores computados em um determinado intervalo de tempo.

Num sistema operando em regime permanente, onde por exemplo a pressão e temperatura do vapor produzido pela caldeira permanece constante, pode-se assumir que a variação da energia interna do sistema é nula, e a equação 3 simplifica-se como sendo a Energia que entra no sistema é igual a Energia que sai.

Assim, a energia útil produzida pode ser expressa como:

$$Q_u = \sum E_1 - \sum \text{perdas} \quad (5)$$

onde:

Q_u : energia util produzida

ΣE_1 : energia total que entra

Σperdas : soma de todas as perdas de calor e energia na operação do sistema.

A equação do rendimento térmico pode ser reescrita a seguir:

$$\eta = \frac{\Sigma E_1 - \Sigma \text{perdas}}{\Sigma E_1} \quad (4)$$

É óbvio então que a rendimento térmico de um sistema de geração de vapor é igual a 100% menos as perdas de calor e energia.

O método de avaliação das perdas também pode não produzir um valor numérico preciso, pois é praticamente impossível medir e avaliar todas as possíveis perdas de calor e energia com razoável precisão, já que nem sempre se dispões de dados ou condições favoráveis para tanto. Algumas perdas são desprezíveis em sua ordem de grandeza, e o esforço para avaliá-las pode não ser compensador. O grande mérito deste método está justamente em se poder avaliar as perdas mais significativas e fornecer condições e dados a fim de minimizá-las, atuando diretamente no desempenho do sistema e no melhor aproveitamento de energia.

A figura 1 esquematiza os principais fluxos de massa e energia num gerador de vapor e o figura 2 procura relacionar a quase maioria destes fluxos, quando se quiser realizar um balanço térmico detalhado.

As principais e mais significativas perdas de calor e energia comumente encontradas num sistema de geração de vapor são as seguintes:

- perdas por combustão incompleta ou combustível não queimado
- perdas de calor ao ambiente externo através do envólucro da caldeira e isolamento térmico.
- perdas por calor sensível nas cinzas
- perdas por entalpia dos produtos de combustão
- perdas por umidade no combustível.

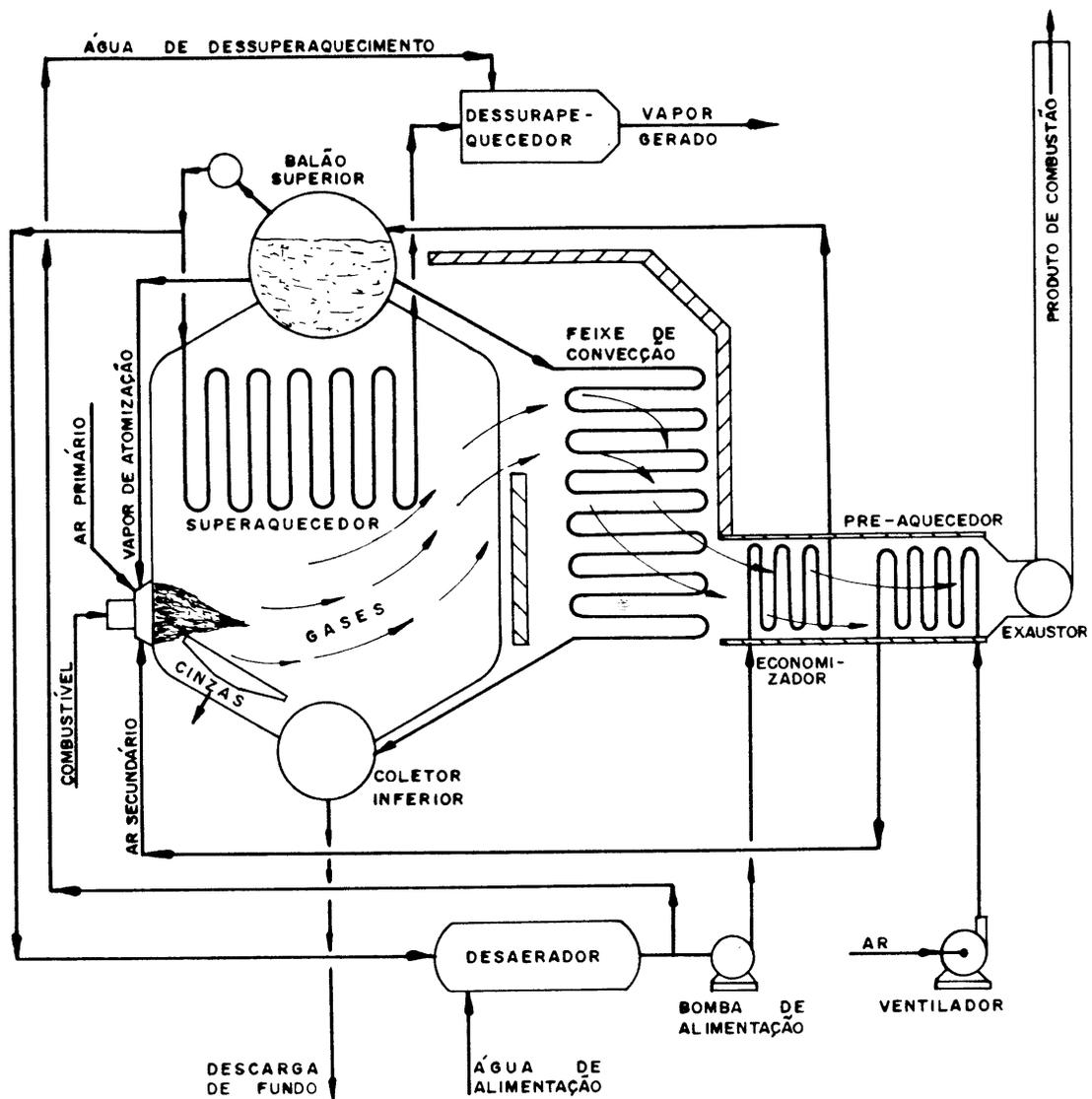


FIGURA 1 . Principais fluxos de massa e energia num gerador de vapor.

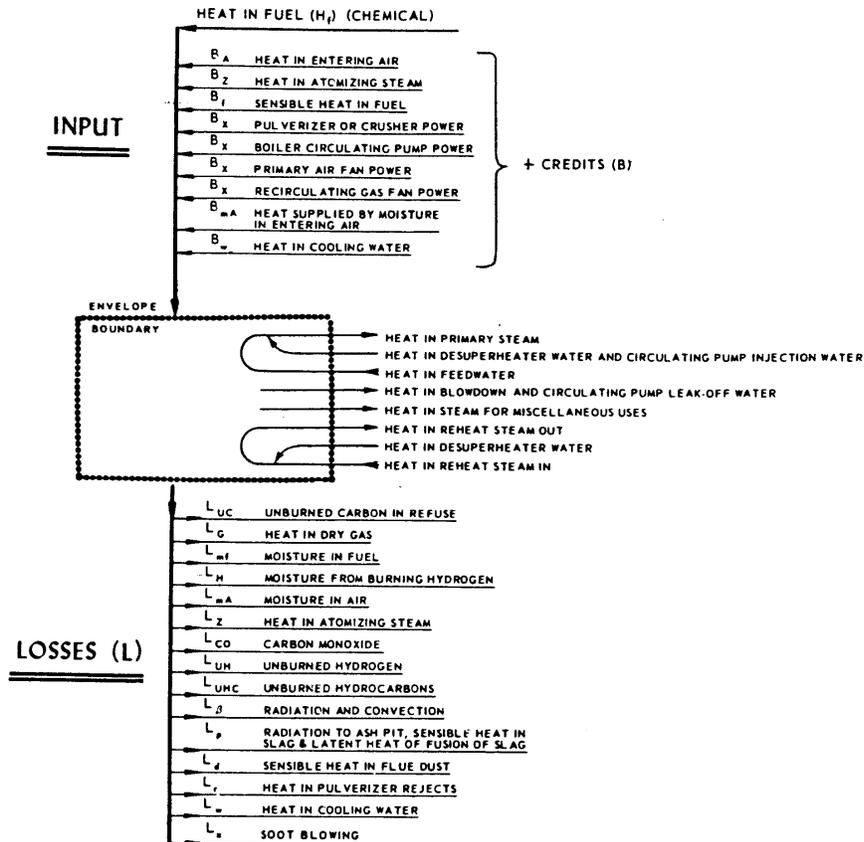


FIGURA 2. Balanço de massa e energia num gerador de vapor

1. Perdas por combustão incompleta ou combustível não queimado.

As perdas por combustão incompleta podem ser identificadas pela presença de CO , H_2 ou fuligem nos produtos de combustão. Monóxido de carbono é produto típico de combustão incompleta e sua presença em concentrações da ordem de 0,2% já indicam anomalias no sistema de combustão. Sistema de combustão bem operadas apresentam concentrações de CO da ordem de 100 a 1000 ppm. Mesmas considerações se aplica a presença de H_2 , cujas concentrações em situação normal devem ser menores ainda ou indetectáveis. A perda pela presença de CO e H_2 pode ser calculada facilmente conhecida a concentração dos mesmos e deve ser imediatamente sanada, pois além da propria perda de energia, produz poluição ambiental. O calor perdido pode ser calculado:

$$Q_{p1} = [CO] V PC \quad (6)$$

onde:

Q_{p1} : calor perdido por combustão incompleta (CO ou H₂) (kJ/s)
 $[CO]$: concentração molar de CO (ou H₂) nos produtos de combustão
 V : vazão dos produtos de combustão (moles/s)
 PC : poder calorífico de CO ou H₂, sendo :
 CO = 283000 kJ/kmol
 H₂ = 241800 kJ/kmol

Se fôr conhecido o excesso de ar e as relação ar/combustível estequiométrica não é necessário avaliar-se o consumo de combustível, pois a perda relativa pode ser calculada para uma massa unitária de combustível:

$$P_1 = \frac{MM_{CO}[CO](a/c)_{esteq}\alpha PC}{MM_{prod}PC} \quad (7)$$

onde:

P_1 : perda relativa por combustão incompleta
 MM_{CO} : massa molecular do CO (ou H₂)
 $(a/c)_{esteq}$: relação Ar/Combustível estequiométrica
 α : coeficiente de excesso de ar
 PC_{CO} : poder calorífico do CO (ou H₂) (kJ/kg)
 MM_{prod} : massa molecular dos produtos de combustão ($\cong 29,5$)
 PC : Poder Calorífico do combustível (kJ/kg)

A presença de fuligem nos produtos de combustão é identificável visualmente, porém sua quantificação é difícil, sendo necessário realizar-se uma amostragem dos gases da chaminé, para determinação de sua concentração. Da mesma maneira que os gases anteriores, a fuligem indica anormalidades no sistema de combustão e deve ser evitada, além de causar sérios problemas ambientais. Se por diversas razões, a produção de fuligem é inevitável, um sistema de coleta de particulados deve ser instalado. Fuligem emitida pela chaminé é típica de caldeiras a combustível sólido, com sistemas antiquados ou caldeiras a óleo com problemas de atomização do óleo. Métodos de amostragem de chaminés são conhecidos e praticados, principalmente para controle de poluição ambiental, e uma análise química do material coletado pode determinar valores para uma estimativa da perda por emissão de fuligem. Conhecida sua concentração nos produtos de combustão, a energia perdida pode ser calculada da mesma maneira que os gases anteriores, utilizando-se para isto o Poder Calorífico do carbono livre na equação. Embora fuligem não seja exatamente carbono livre, esta aproximação é válida, a não ser que se obtenha uma medida de Poder Calorífico da amostra. Geralmente, pela ordem de grandeza que estas perdas representam, todo este esforço não é compensador.

Em caldeiras a combustível sólido utilizando grelha fixa ou basculante, as perdas por carbono livre nas cinzas pode ter valores consideráveis. Em grelhas fixas, os pedaços de combustível devem cair no cinzeiro quando, estando embaixo da massa em combustão, atingem tamanhos menores que a abertura entre as barras da grelha. Em grelhas basculantes, a periodicidade de basculamento e descarga é que determina o tamanho médio dos pedaços não queimados. Uma amostra das cinzas, com análise do teor de carbono livre, ou uma análise do Poder Calorífico das cinzas restantes determinam a energia perdida através da equação:

$$P_2 = \frac{[Z][CO]33880}{PC} \quad (8)$$

onde:

[Z] : teor de cinzas recolhida no cinzeiro, em kg/kg de combustível

[C] : concentração de carbono nas cinzas

PC : Poder Calorífico do combustível (kJ/kg)

33880 é o Poder Calorífico do carbono livre, em kJ/kg

Se o arraste de cinzas pelos gases efluentes for desprezável, o teor de cinzas pode ser tomada como o teor de cinzas médio no combustível utilizado. Se houver sistema de coleta de particulados, a mesma análise pode ser feita levando-se em conta também as cinzas coletados no sistema de limpeza dos gases.

2 . Perdas de calor através do revestimento da caldeira

A perdas de calor através do envólucro da caldeira depende fundamentalmente do projeto da caldeira, do tipo de revestimento e do seu estado de conservação. Calor é perdido por radiação e convecção natural ao ambiente através do isolamento térmico da caldeira, e é uma função da temperatura externa do revestimento, que por sua vez é função do tipo e espessura do mesmo. A maior perda de calor em uma caldeira concentra-se na região da fornalha, onde a temperatura dos gases é mais alta. Se a fornalha for totalmente revestida com paredes de água, a temperatura a ser isolada é a temperatura do vapor saturado. O tipo de parede d'água, a qual pode ser integral ou parcial também influencia na temperatura externa do revestimento. Fornalhas de antigas caldeiras, com revestimento refratário interno e isolamento de tijolos externo perdem grande quantidade de calor pelas paredes.

Não há um método direto de se medir as perdas de calor para o ambiente externo. Estas perdas podem ser calculadas teóricamente se for conhecida as características do isolamento térmico, ou a distribuição de temperatura das superfícies externas. Esta distribuição pode ser medida, com um simples dispositivo de medidas superficiais de temperatura como indicado na figura 3. A medição direta da temperatura superficial proporciona um cálculo mais preciso das perdas de calor e elementos para análise da eficiência do isolamento térmico. Cálculos de isolamento térmico através do cálculo do calor conduzido pressupõem propriedades térmicas de isolantes em bom estado. A deterioração do isolamento térmico é comum, e suas propriedades não podem ser mais assumidas iguais ao isolamento novo.

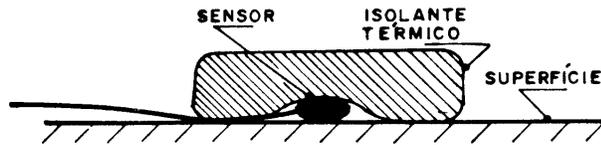


FIGURA 3 . Dispositivo para medição de temperatura superficial.

O calor perdido por radiação através de uma superfície ao ambiente externo pode ser calculado através da fórmula:

$$Q_r = \sigma \varepsilon A (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (9)$$

onde:

- σ : constante de Stepan-Boltzmann, $5,67 \times 10^{-11}$ kJ/sm²K⁴
- ε : emissividade da superfície
- A. área superficial de perdas de calor
- T_s : temperatura absoluta da superfície (°K)
- T_{amb} : temperatura absoluta do ambiente (°K)

A emissividade da superfície depende do material e tipo de superfície. Uma tabela de emissividades de materiais comumente usados em revestimentos térmicos é mostrada na tabela 1.

O calor perdido por convecção natural depende do coeficiente de película externo para convecção natural, o qual por sua vez depende da temperatura das superfícies externas. O tratamento teórico para o cálculo destes coeficientes pode ser encontrado em qualquer livro básico de transferência de calor. A tabela 2 apresenta estimativas de coeficientes de convecção natural para superfícies planas verticais e horizontais em ambientes sem vento. Para ambientes externos deve ser considerado a influência de ventos conforme indicado. A equação para cálculo do calor perdido por convecção natural é:

$$Q_c = h_c A (T_s - T_{amb}) \quad (10)$$

onde:

- Q_c : calor perdido por convecção (kJ/s)
- h_c : coeficiente de convecção externa (w/m² °c)

TABELA 1 . Emissividades de superfícies de revestimento

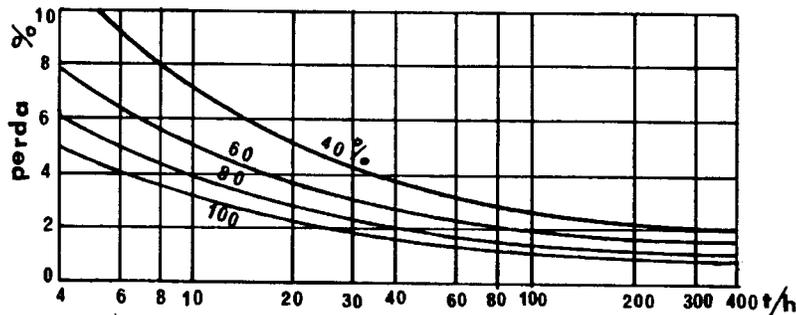
SUPERFÍCIE	Temperatura (°C)	Emissividade
Alumínio, em folhas	40	0,22
AÇO		
superfície lisa, enferrujada	25	0,62
superfície lisa, oxidada	100	0,74
Aço Galvanizado		
brilhante	30	0,23
oxidado cinza	27	0,28
Tijolo vermelho	30	0,93
Asbesto	35	0,96
Tijolo refratário, sílico aluminoso	100	0,90
Tinta alumínio, 10%Al	100	0,52
Tinta alumínio., 26%Al	100	0,3
Tinta branca	80	0,85 a 0,95
Tinta preta	80	0,90 a 0,95

Importante notar que o calor perdido pelas paredes externas da caldeira não dependem de sua carga de trabalho, pois a temperatura externa das superfícies permanecem relativamente constantes. Assim, a fração de eficiência térmica perdida pelas paredes diminui com o aumento da carga da caldeira. Uma curva típica do calor perdido para caldeiras modernas de paredes de água é mostrada na figura 4.

TABELA 2. Coeficientes típicos de convecção externa para perda de calor.

TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE, ar parado	PAREDE VERTICAL		PAREDE HORIZONTAL	
	L=5m	L=10m	L=5m	L=10m
40 °C	1,7	1,0	2,0	1,2
80 °C	2,9	1,5	3,5	1,8

	L=5m	L=10m
Ventos a 12 km/h, temperatura até 100 °C	12,5	10,5

**FIGURA 4.** Perda de calor pelo revestimento em caldeiras.

3. Calor perdido por radiação direta da fornalha.

Caldeiras com alimentação ou controle manual podem perder calor por radiação direta através das aberturas, como por exemplo a porta de alimentação da fornalha. O cálculo do calor perdido utiliza a mesma equação de calor irradiado onde a temperatura da superfície emissora é a própria temperatura média da fornalha.

O cálculo das perdas por radiação direta pode ser feito através da seguinte equação, com recomendações de valores típicos na tabela 3.

$$Q_i = \sigma \varepsilon S (T_f^4 - T_{amb}^4) \quad (11)$$

onde:

Q_i : calor irradiado por aberturas da fornalha (kJ/kg)

σ : constante de Stepan-Boltzmann

ε : emissividade média da fornalha

S : área total da abertura (m²)

T_f : temperatura média da fornalha (K)

TABELA 3. Temperaturas e emissividades típicas para fornalhas de caldeiras.

TIPO	Temperatura (K)	Emissividade
Combustível sólido em grelha, parede refratária	1350	0,85
Combustível sólido, paredes de água	1250	0,85
Óleo combustível, paredes de água	1450	0,90
Óleo combustível, parede refratária	1500	0,90
Gás natural ou GLP, parede refratária	1400	0,80
Gás natural ou GLP, paredes de água	1400	0,30

4. Perdas por calor sensível nas cinzas:

As cinzas que se desprendem da massa de combustível, caindo através da grelha arrasta calor sensível que não é mais irradiado para a fornalha. Esta perda de calor pode ser estimada pela equação:

$$P_4 = \frac{[Z]C_z(T_z - T_{amb})}{PC} \quad (12)$$

onde:

P_4 : perdas por calor sensível nas cinzas

C_z : calor específico das cinzas ($\cong 1,25$ kJ/kg°C)

T_z : temperaturas das cinzas ao cair no cinzeiro

T_{amb} : temperatura de entrada do combustível

$[Z]$: teor de cinzas recolhida (kg/kg combustível)

A temperatura das cinzas depende do tipo de grelha e do cinzeiro. As grelhas comuns de barras apresentam a mais baixa temperatura de cinzas. Alguns tipos de caldeiras podem apresentar descarga de cinzas em temperatura mais alta, como por exemplo as grandes caldeiras de carvão pulverizado. A temperatura das cinzas podem variar de 450 a 1000 °C. Este valor pode ser medido diretamente.

5. Perdas por entalpia sensível dos produtos de combustão

É normalmente a perda mais significativa em sistemas de geração de vapor. Os produtos de combustão são exauridos normalmente a temperaturas maiores que a temperatura ambiente, ou seja a temperatura de entrada do ar de combustão. A perda por entalpia dos gases de combustão depende da temperatura de saída dos gases e da massa de gases:

$$Q_{prod} = m_p h_p - m_{ar} h_{ar} - m_c h_c \quad (13)$$

onde:

Q_{prod} : energia perdida por entalpia sensível dos produtos de combustão (kJ/kg)

m_p : fluxo de massa dos produtos de combustão (kg/s)

h_p : entalpia sensível dos produtos de combustão (kJ/kg)

m_{ar} : fluxo de massa do ar de combustão (kg/s)

h_{ar} : entalpia de entrada do ar de combustão (kJ/kg)

m_c : fluxo de massa do combustível (kg/s)

h_c : entalpia de entrada do combustível (kJ/kg)

A massa dos produtos de combustão é a soma das massa do ar de combustão, do combustível e das infiltrações de ar pelo envoltório da caldeira. Infiltrações podem ocorrer em caldeiras que trabalham sob pressão negativa na fornalha e dependem, evidentemente, da qualidade do envólucro do equipamento:

$$m_p = m_{ar} + m_c + m_i \quad (14)$$

onde m_i : massa de ar por infiltração na caldeira

A massa de ar infiltrada não é necessário ser conhecida, se fôr determinado o coeficiente α , do excesso de ar, através da análise dos produtos de combustão, e utilizado conforme as equações a seguir

$$m_{ar} = m_c (a/c)_{esteq} \alpha \quad (15)$$

O calor perdido pode ser reescrito como:

$$Q_p = [m_c (a/c)_{esteq} \alpha + m_c] C_{p_p} T_p - m_{ar} C_{p_{ar}} T_{ar} - m_c C_{p_c} T_c \quad (16)$$

onde:

C_{pp} , C_{par} e C_{pc} : calor específico dos produtos na saída , ar e combustível na entrada. (kJ/kg°K)

T_p , T_{ar} e T_c : temperatura de saída dos produtos, e de entrada do ar e combustível.

O valor da entalpia de entrada e saída de produtos de combustão, ar de combustão e combustível foi substituído pela equação geral:

$$h = \int_0^T C_{pt} T dT = C_p T \quad (17)$$

sendo que:

C_{pt} é o calor específico em função da temperatura

C_p é o calor específico médio entre a temperatura de referência e a temperatura considerada.

Todas as grandezas de entalpia da equação devem ter a mesma temperatura de referência como entalpia Zero. Para baixa diferença de temperatura o valor de C_p pode ser tomado como um valor médio entre as temperaturas de entrada e saída. No caso dos produtos de combustão, o calor específico médio é a média ponderada do Calor Específico de cada componente dos produtos.

Quando a relação Ar/Combustível é alta, e os cálculos não exigem muita precisão, a entalpia do combustível que entra pode ser aproximada como sendo igual a entalpia do ar de entrada, e a equação fica simplificada como:

$$Q_p = m_c [(a/c)_{esteq} \alpha + 1] C_p (T_p - T_{amb}) \quad (18)$$

A equação anterior não pode ser usada quando a temperatura do combustível na entrada é sensivelmente diferente da temperatura ambiente e sua relação A/C é baixa. É o caso por exemplo, de gás produzido em gaseificadores para utilização local, onde a temperatura do gás de entrada pode atingir valores de até 300°C. Apesar de ser não ser comum para geradores de vapor, é utilizado em fornos cerâmicos e metalúrgicos, cujas relações são semelhantes e serão estudadas adiante.

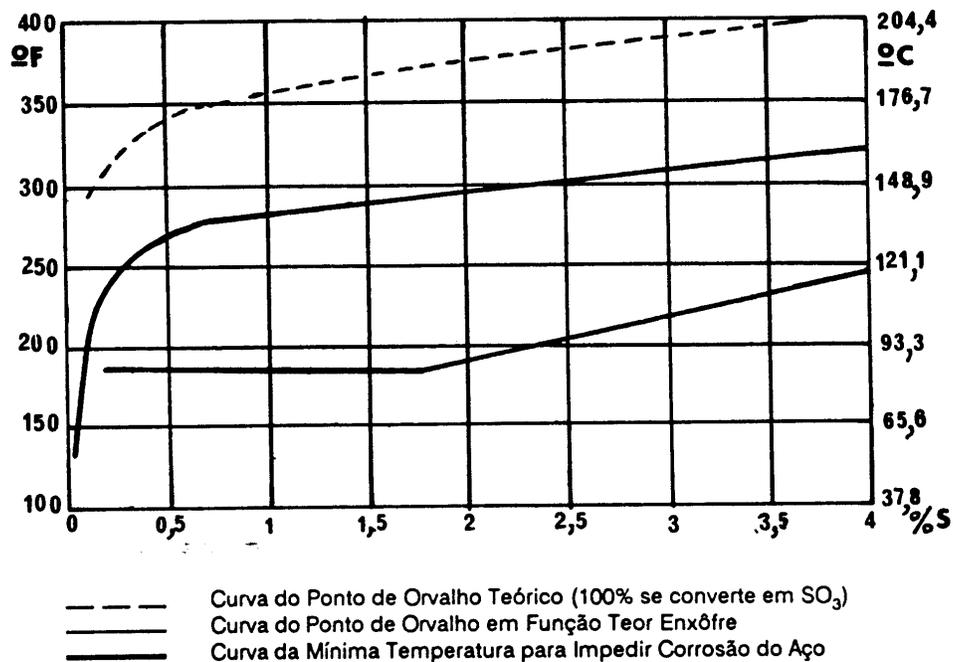
Pelas equações 18 e 17, fica evidente que a perda por entalpia dos gases de combustão dependem da sua temperatura de saída e do excesso de ar utilizado. Ambos parâmetros tem limitações práticas, além dos quais não é possível reduzir-se.

O excesso de ar é função do tipo de combustível e queimador, sendo que sua redução abaixo de certos limites vai ocasionar combustão incompleta, ou seja, outro tipo perda e poluição ambiental. Valores típicos para excesso de ar conforme o tipo de combustível são apresentados na tabela 4.

TABELA 4 . Típicos excesso de ar em caldeiras

TIPO de EQUIPAMENTO	EXCESSO DE AR
Combustível sólido, grelha	50 a 200%
Combustível sólido, pulverizado	20 a 40%
Óleo combustível, pequena caldeira	20 a 40%
Óleo combustível, caldeiras grandes	5 a 10%
Combustível gasoso	1 a 5%

A temperatura de saída dos produtos de combustão está limitada pela área de troca de calor da caldeira, e principalmente, pelo ponto de orvalho dos produtos de combustão. Combustíveis que possuem enxôfre tornam esta limitação mais séria, já que a condensação de ácido nas partes mais frias do equipamento provoca séria corrosão. A figura 5 sugere limites mínimos de temperatura de exaustão para combustíveis com enxôfre.

**FIGURA 5.** Temperatura de Orvalho de produtos de combustão.

Considerando a simplificação relativa a aproximação da entalpia de entrada do combustível igual a entalpia de entrada do ar, a perda relativa por entalpia dos produtos de combustão fica:

$$P_5 = \frac{[1 + (a/c)_{esteq}\alpha]Cp_p(T_p - T_{ar})}{PC} \quad (19)$$

Esta última equação traz de volta a discussão relativa a utilização dos valores de Poder Calorífico Superior, ou Inferior, para cálculo do rendimento.

A utilização do PCS traduz melhor exatidão termodinâmica aos cálculos na medida em que se trata da comparação da energia produzida, ou convertida, com a energia rigorosamente disponível para utilização. Além disso, é o valor do PCS que é realmente medido em laboratórios, sendo que o Poder Calorífico Inferior é calculado em função do teor de Hidrogênio no combustível, o qual é mais difícil de se analisar. Felizmente, o teor de hidrogênio não varia muito para determinadas classes de combustíveis.

Por outro lado, a utilização da entalpia de vaporização da água nos produtos de combustão traz complicações técnicas e econômicas, praticamente intratáveis. O abaixamento total da temperatura dos gases com aproveitamento de calor é difícil de ser realizado com baixas diferenças de temperatura, implicando portanto numa área de troca de calor teoricamente infinita. A condensação de umidade em superfícies de troca de calor provoca invariavelmente problemas de corrosão, mesmo que o combustível não contenha enxôfre. Desta maneira, estamos utilizando um valor de referência que pode parecer utópico, já que não é admitido, na maioria dos processos, que se possa exaurir os produtos de combustão a temperatura ambiente.

Desta maneira, é deixada como opção a escolha do PCI ou PCS, o que implica que qualquer resultado de cálculo de rendimento térmico de equipamentos a combustão, deve ser especificado se o é em relação ao PCI ou PCS. No caso da utilização do PCS como valor de referência, deve ser avaliada as Perdas por umidade dos produtos de combustão.

6. Perdas por umidade nos produtos de combustão:

A umidade nos produtos de combustão é originada da umidade presente no combustível "in natura" sendo admitido na fornalha e da água formada por combustão da parcela de hidrogênio que compõe o combustível. As perdas são calculadas como:

$$Q_{umid} = m_{umid} h_{lv} \quad (20)$$

$$Q_{H_2O} = m_{H_2O} h_{lv} \quad (21)$$

onde:

Q_{umid} : energia perdida por umidade do combustível (kJ/kg)

m_{umid} : fluxo de massa de umidade do combustível (kg/s)

h_{lv} : entalpia de vaporização da água a temperatura ambiente (kJ/kg).

Q_{H_2O} . energia perdida pela entalpia de vaporização da água formada durante a combustão (kJ/s)

m_{H_2O} : massa de água formada durante a combustão (kg/s)

O cálculo relativo das perdas por umidade fica:

$$Q_{umid} = \frac{u \ h_v}{PC_s} \quad (22)$$

$$Q_{H_2O} = \frac{9 \ [H] \ h_v}{PC_s} \quad (23)$$

onde: u : umidade do combustível (kg/kg base sêca)

$[H]$: teor de hidrogênio, em massa no combustível

A perda por umidade da água formada é praticamente inevitável, e por esta razão muitas vezes é preferido a utilização do PCI como valor de referência.

A perda da umidade contida no combustível pode ser evitada. A água contida no combustível vai absorver calor para sua vaporização que será perdido pelos gases da chaminé. A umidade do combustível pode ser diminuída por secagem natural ou secagem pelos próprios gases de combustão que saem da caldeira. Esta possibilidade já tem sido aplicada no caso de caldeiras de bagaço, o qual tradicionalmente apresentam umidade natural da ordem de 50%. A secagem natural do bagaço não é recomendada pelo volume e área que o mesmo ocuparia para sua redução de umidade, e pelo risco de incêndio devido a formação de gases combustíveis pela fermentação anaeróbica nas partes mais inferiores das pilhas de bagaço.

Lenha perde água até atingir sua umidade de equilíbrio, a qual em regiões temperadas está na ordem de 17 a 25%. Em regiões tropicais úmidas, a umidade de equilíbrio pode atingir até 35%, e uma secagem artificial pode ser conveniente.

A vantagem óbvia da secagem natural é que a fonte de energia natural é solar e de baixo custo. O tempo necessário para atingir-se a umidade de equilíbrio de lenha em toras pode chegar até 3-4 meses.

O calor perdido pela umidade do ar não foi considerado aqui em nenhum caso por se tratar de parcela muito pequena. Em todas análises o ar foi considerado como ar sêco, livre de umidade.

7. Perdas por descarga de fundo da caldeira.

A descarga de fundo de caldeiras tem por objetivo manter estável a concentração de sólidos na água da caldeira e dentro de certos limites. Sistemas grandes de geração de vapor se utilizam de tratamento de água, com purga contínua da água da caldeira. Se o fluxo da purga contínua não puder ser medido, seu valor pode ser estimado através da relação de concentração de algum composto químico entre a água de alimentação e a água no interior da caldeira. A concentração de cloretos é recomendada porque ela dificilmente varia como resultado das reações químicas que

ocorrem em solução na água. A taxa de descarga de fundo em relação ao consumo da água de alimentação é então a relação entre a concentração do composto na água da caldeira e a concentração do mesmo na água de alimentação. É importante que tais concentrações não apresentem grandes variações ao longo do tempo para validar a estimativa feita. A perda por descarga de fundo pode ser calculada como:

$$Q_d = m_d(h_l - h_1) \quad (24)$$

onde:

Q_d : energia perdida por descarga de fundo da caldeira (kJ/kg)

m_d : fluxo de massa da purga contínua (kg/s)

h_l : entalpia do líquido saturado, na pressão de trabalho da caldeira (kJ/kg)

h_1 : entalpia de entrada da água de alimentação (kJ/kg)

A energia da purga contínua pode ser recuperada através de um trocador de calor, porém, como a ordem de grandeza de perdas é até 1,5%, dependendo da pressão de trabalho da caldeira, nem sempre é economicamente viável.

8. Perda por operação intermitente

A operação descontínua de um sistema de geração de vapor provoca a perda do calor acumulada no sistema, o qual vai se dissipando ao ambiente durante a interrupção. Esta energia deve ser reposta na partida do sistema e se traduz em um gasto adicional de combustível. É evidente que quanto maior a intermitência de operação, maior deve ser esta perda de energia. A intermitência de operação está ligada diretamente ao ciclo de produção da planta consumidora de vapor, geralmente guiada por fatores mais importantes, no caso, do que a pequena queda de eficiência térmica que isto ocasiona. O cálculo estimativo desta perda depende da inércia térmica da caldeira, ou seja, da massa de água acumulada e da massa de refratários, metais, etc., e de suas propriedades térmicas. Dado a quantidade de variáveis envolvida, consideramos que o esforço para cálculo de tal perda não é compensador, já que muito pouco pode-se fazer para diminuí-la.

c. EFICIÊNCIA TÉRMICA DE UM GERADOR DE VAPOR.

A eficiência térmica global de um gerador de vapor é igual a 100% subtraídas todas as perdas relativas calculadas. Se o consumo de combustível pode ser estimado com boa precisão, no cálculo final pode ser utilizados os cálculos absolutos das perdas com os valores médios das vazões sendo consideradas.

Muito mais do que se chegar a um valor numérico que represente a eficiência térmica de um sistema de geração de vapor, é importante e útil poder interferir diretamente nestas, a fim de diminuí-las, e por esta razão, a análise da eficiência térmica através do cálculo de perdas é o método mais adequado.