Geradores de Vapor

4º ano

Aula 16

Cálculos de transferência de calor para superfícies de aquecimento convectivo

- Tópicos
  - Equação do Balanço térmico para superfícies de aquecimento convectivo;
  - Cálculo da absorção de calor para o superaquecedor de painéis;
  - Superaquecedores reaquecedores e economizadores;
  - Equação de transferência de calor por convecção para a superfície de aquecimento;
  - Coeficiente global de transferência de calor, U, para diferentes superfícies de aquecimento convectivo;
  - Coeficiente de transferência de calor por convecção;
  - Coeficiente de transferência de calor por radiação;
  - Definição da Área das Superfícies de Aquecimento;
  - Métodos de projecção de superfícies de aquecimento de convectivas.

Prof. Doutor Engº Jorge Nhambiu ◊Geradores de Vapor

16.Cálculos de transferência de calor para superfícies de aquecimento convectivo

O superaquecedor convectivo, o reaquecedor convectivo, o economizador e o aquecedor de ar são todos chamados superfícies convectivas de aquecimento, porque a transferência de calor neles ocorre principalmente por convecção. No entanto, a alta temperatura os gases que passam sobre os feixes de tubos das superfícies convectivas de transferência de calor também transmitem calor por radiação. Para simplificar o cálculo a transferência de calor por radiação é convertida no cálculo da transferência de calor por convecção. As superfícies de troca de calor perto da fornalha, isto é, a placa traseira, os tubos de tela, o superaquecedor secundário, etc, também absorvem parte da radiação de calor a partir da fornalha.

16.Cálculos de transferência de calor para superfícies de aquecimento convectivo

O cálculo de transferência de calor para superfícies convectivas de aquecimento envolve dois conjuntos de equações. Um é o da transferência de calor e o outro, do equilíbrio térmico. As equações de balanço térmico determinam as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos de aquecimento e o aquecido. A equação de transferência de calor pode ser utilizada para verificar se a quantidade de calor determinada pelo equilíbrio térmico pode ser transferida através da área da superfície determinada a partir do gás de combustão para o fluido de trabalho.

16.1 Equação do Balanço térmico para superfícies de aquecimento convectivo

O balanço térmico é realizado com a premissa de que o calor emitido pelo gás de combustão é igual ao calor absorvido pelo fluido de trabalho. O calor emitido pela saída de gás de combustão determina-se de:

$$Q = \varphi\left(I_1 - I_2 + \Delta\alpha I_{ar}^0\right) \qquad \textbf{(16.1)}$$

Onde:

φ é o coeficiente de retenção de calor. Ele toma em conta qualquer perda de calor para o ambiente; I_1 e I_2 são as entalpias dos gases na entrada e na saída da respectiva secção convectiva, e $\Delta a I_{ar}$ é o calor transportado pelo ar infiltrado na caldeira em kJ/kg. I_i é determinado com base no cálculo da entalpia à temperatura dada. A temperatura do ar infiltrado é igual à temperatura do ar ambiente, para todas as superfícies convectivas de aquecimento, com excepção do aquecedor de ar. Para o aquecedor de ar a temperatura do ar de infiltração é igual a $(T_{ai}+T_{ao})/2$ onde T_{ai} e T_{ao} são as temperaturas de entrada e de saída de ar, respectivamente.

16.2 Cálculo da absorção de calor para o superaquecedor de painéis

Para um superaquecedor do tipo painéis, disposto na saída da fornalha a absorção total de calor pelo vapor, consiste de calor de convecção e de radiação proveniente da fornalha.

$$Q_{conv} + Q_{rad} = \frac{G_0}{B_{cal}}\left(I_{s_out} - I_{s_in}\right) \qquad \textbf{(16.2)}$$

Onde:

Q_{conv} - é o calor transmitido por convecção fluido de trabalho do superaquecedor cilíndrico, kJ/kg;

Q_{rad} - é o calor de radiação proveniente da fornalha e absorvido pelo fluido de trabalho do superaquecedor cilíndrico, kJ/kg;

G_o - é o fluxo de vapor, kg/h;

B_{cal} - é o fluxo de combustível queimado na fornalha, kg/h

I_{s_out}, I_{s_in} - são respectivamente a entalpia de saída e de entrada, do vapor, kJ/kg

16.2 Cálculo da absorção de calor para o superaquecedor de painéis

O calor da radiação proveniente da fornalha, pode não ser absorvido na sua totalidade pelo superaquecedor de painéis. Parte do calor pode passar através do superaquecedor e chega à próxima secção de superfícies de aquecimento. Esta parte do calor é denominada por Q''_{rad}. Para além do referido o gás de combustão no interior do painel também irradia calor para a superfície de aquecimento da secção seguinte, esta parte do calor é denominada Q''_{radp}. Assim, o calor de radiação absorvido pelo vapor de água no superaquecedor de painéis é determinado de:

$$Q_{rad} = Q'_{rad} - \left(Q''_{rad} - Q''_{radp}\right) \qquad \textbf{(16.3)}$$

A partir dos cálculos de transferência de calor da fornalha o calor da radiação proveniente da fornalha é dado por:

$$Q'_{rad} = \eta_h A_c \frac{Q_{fu}}{A_f} \qquad \textbf{(16.4)}$$

16.2 Cálculo da absorção de calor para o superaquecedor de painéis

Sendo:

Q_{fu} – Calor total absorvido na fornalha, kJ/kg

A_f - área total da superfície das paredes de água, m^2

A_c - área de saída das janelas da fornalha, m^2

h_h- coeficiente de não uniformidade da carga de calor na saída do fornalha

A radiação de calor Q''_{radp} é determinada de:

$$Q''_{radp} = \frac{Q'_{rad}\left(1-\varepsilon\right)x_p}{\beta} \qquad \textbf{(16.5)}$$

Onde ε é a emissividade do gás de combustão dentro do domínio, e β é um factor que tem em conta a troca de calor entre a fornalha e a superfície de aquecimento. Ele é função da temperatura e do combustível queimado. Na tabela seguinte apresentam-se alguns valores típicos de β

16.2 Cálculo da absorção de calor para o superaquecedor de painéis

Tabela 16.1 Valores de β para diferentes temperaturas e combustíveis.

Temperatura (°C)	**900**	**1000**	**1100**	**1200**	**1300**
Queima de Gás	0,7	0,67	0,62	0,56	0,47
Queima de óleo	0,9	0,88	0,83	0,76	0,65
Queima de carvão	1,0	1,0	0,98	0,92	0,81

O coeficiente angular da radiação, x_P' desde a secção de entrada até a secção de saída do painel é calculada de:

$$x_p = \sqrt{\left(\frac{b}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{b}{s_1} \qquad \textbf{(16.6)}$$

onde

b - largura do painel, m

s_l - espaçamento entre os painéis, m

16.2 Cálculo da absorção de calor para o superaquecedor de painéis

O calor de radiação é calculado de:

$$Q''_{rad} = \frac{5,67 \times 10^{-11} \varepsilon_g A_{in} T_p^4 \zeta_r}{B} \qquad \textbf{(16.7)}$$

Onde:

ε_g- emissividade do gás de combustão na região do superaquecedor;

T_p - temperatura média dos gases de combustão na região do superaquecedor, K;

A_{in} - área de entrada da superfície de aquecimento atrás do superaquecedor, m^2;

ξ_r- factor de correcção do combustível, para carvão e combustíveis líquidos ξ_r= 0,5.

16.3 Superaquecedores reaquecedores e economizadores

Para os superaquecedores, reaquecedores, e economizadores a absorção de calor é calculada de:

$$Q_{conv} = \frac{G_0}{B_{cal}}\left(I_{s_out} - I_{s_in}\right) \qquad \textbf{(16.8)}$$

Onde:

Q_{conv} - é o calor transmitido por convecção fluido de trabalho do superaquecedor cilíndrico, kJ/kg

G_o - é o fluxo de vapor, kg/h;

B_{cal} - é o fluxo de combustível queimado na fornalha, kg/h

I_{s_out}, I_{s_in} - são respectivamente a entalpia de saída e de entrada, do vapor, kJ/kg

Para um aquecedor de ar o calor absorvido pelo fluido é dado por:

$$Q_{conv} = \left(\beta''_{ai} + \frac{\Delta\alpha_{ai}}{2}\right)\left(I_{a_out} - I_{a_in}\right) \qquad \textbf{(16.9)}$$

Onde:

B''_{ai}- coeficiente de excesso de ar na saída do aquecedor de ar;

I_{a_out}, I_{a_in} - são respectivamente, a entalpia do ar na saída e na entrada do aquecedor de ar;

$\Delta\alpha_{ai}$ - coeficiente de infiltração de ar no aquecedor de ar.

16.4 Equação de transferência de calor por convecção para a superfície de aquecimento

A transferência de calor por convecção por quilograma de combustível queimado é determinada dividindo o valor da transferência de calor pela taxa de queima de combustível:

$$Q = \frac{UA\Delta t}{B_{cal}} \qquad \textbf{(16.10)}$$

Onde:

Q – é a quantidade de calor transferido por convecção por cada quilograma de combustível queimado, kJ/kg;

A - área de transferência de calor, m^2;

U – é o coeficiente global de transferência de calor, $kW/m^2{}^oC$;

Δt – é a diferença de temperatura média entre os gases e fluido de trabalho, °C;

B - consumo de combustível;

O método para o cálculo do coeficiente de transferência de calor total, U, é desenvolvido em seguida.

16.4.1 Coeficiente global de transferência de calor, U

O calor sensível dos gases é transferido para o fluido de trabalho através de várias resistências térmicas. O coeficiente de transferência de calor total, U, deste processo é determinado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_{cinz}}{k_{cinz}} + \frac{\delta_{me}}{k_{me}} + \frac{\delta_{inc}}{k_{inc}} + \frac{1}{h_2}} \qquad \textbf{(16.11)}$$

Onde:

h_1 é o coeficiente de transferência de calor combinada por radiação e por convecção de gases de combustão; k_{cinz}, k_{me} e k_{inc} são as condutividades térmicas das camadas de depósitos de cinza, metal do tubo e das incrustações, respectivamente; δ_{cinz}, δ_{me} e δ_{inc} são as espessuras de depósitos de cinzas, da parede do metal e das incrustações no lado dos tubos, respectivamente; h_2 é o coeficiente de transferência de calor por convecção da água ou do vapor.

A condutividade térmica do metal do tubo é muito elevada, assim:

$$\frac{\delta_{me}}{k_{me}} \qquad \textbf{(16.12)}$$

é insignificante.

16.4.1 Coeficiente global de transferência de calor, U

Não se permite depósitos de incrustações no interior dos tubos de uma caldeira moderna de elevada capacidade. Então, pode-se desprezar a resistência das incrustações; isto é:

$$\frac{\delta_{inc}}{k_{inc}} = 0 \qquad \textbf{(16.13)}$$

A equação do coeficiente de transferência de calor pode, portanto, ser simplificada para:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_{cinz}}{k_{cinz}} + \frac{1}{h_2}} \qquad \textbf{(16.14)}$$

A parede exterior dos tubos é coberta por cinzas dos gases, que desenvolvem uma película, adicionando assim uma resistência térmica. Como k_{cinz} e δ_{cinz} são de difícil determinação, as suas influências sobre a transferência de calor são tomadas em conta por um coeficiente de depósitos de cinzas e pelo factor de eficácia ψ. Para além disso, os gases por vezes, não cobrem completamente as superfícies dos tubos, então é necessário introduzir o coeficiente de utilização K_u que toma em conta a coberturas incompleta de uma superfície de aquecimento. Para o superaquecedor de placas, o coeficiente de utilização é simplesmente a modificação da cobertura incompleta da tubagem. Para o aquecedor de ar tipo tubular o coeficiente de aproveitamento é usado para tomar em conta as influências de ambos os depósitos de cinzas e a cobertura incompleta da superfície na transferência de calor.

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

Para os tubos alternados e o superaquecedor de painéis de caldeiras que queimam combustíveis sólidos, o coeficiente de depósito de cinzas ε é usado para tomar em conta a influência de depósitos de cinzas na transferência de calor e é determinado por:

$$\varepsilon = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_o} \qquad \textbf{(16.15)}$$

Onde:

U – é o coeficiente de transferência de calor dos tubos sujos, kW/(m^2 ºC);

U_o - coeficiente de transferência de calor dos tubos limpos, kW/(m^2 ºC).

Com base na Equação 16.14, obtém-se:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \varepsilon + \frac{1}{h_2}} \qquad \textbf{(16.16)}$$

O coeficiente de depósito de cinzas ε é determinado como se segue:

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

Para um superaquecedor de painéis de caldeiras que queimam combustível sólido, ε pode ser determinado a partir da Figura 16.1, de acordo com as características do combustível e da sua temperatura média. Para superaquecedores do tipo painel na queima de óleo pesado, ε = 0,00516 m²°C/W.

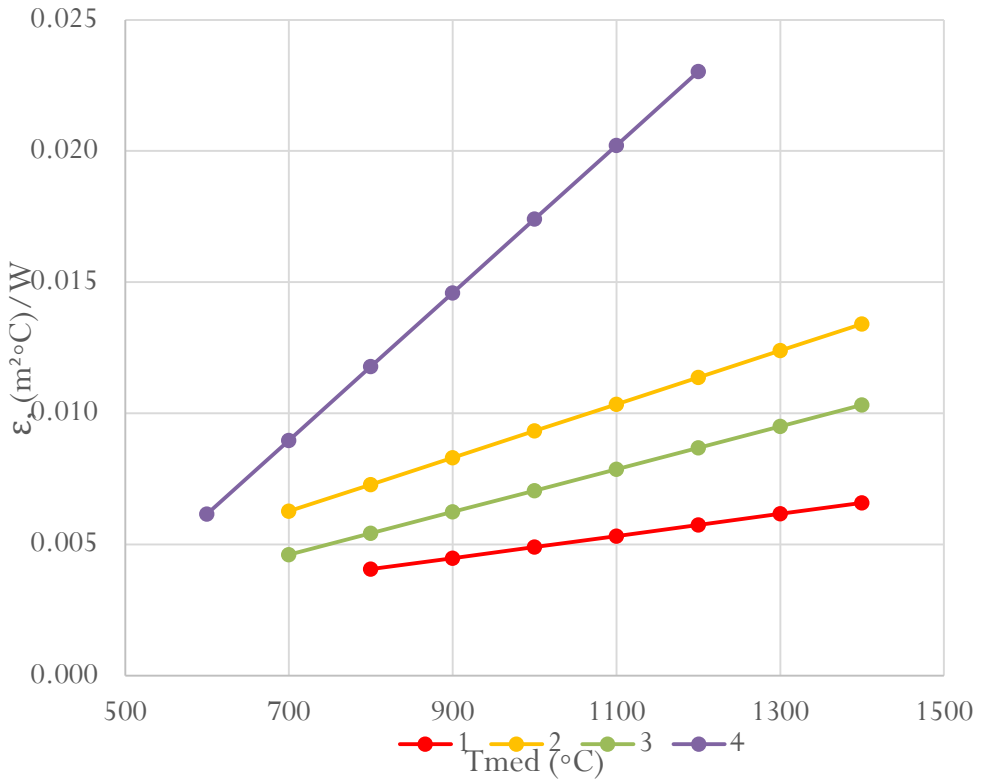

Figura 16.1 Coeficiente de depósito de cinzas para diferentes combustíveis em superaquecedores de painéis a diferentes temperaturas: (1) carvão sem escória (2) carvão com pouca escória utilizando soprador de fuligem, (3) carvão com pouca escória sem a utilização de soprador de fuligem ou com muita escória com soprador de fuligem (4) Xisto

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

Para combustível líquido ou gasoso, e também da biomassa lenhosa o valor de Δε acha-se da Tabela

Tabela 16.1ª Coeficiente de poluição ε para tubos lisos durante a queima do combustível líquido, gasoso e lenhas.

Combustível	Superfície de aquecimento		
	Feixe de convecção de caldeira	Superaquecedor	Economizador com tubos lisos de aço
Mazute	0,015	0,015	0,020
Gás natural	0,005	0,005	0,005
Lenha	0,010	0,008	0,012
Gás de coque e de alto forno	0,002	0,003	0,002

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

Os tubos escalonados de caldeiras de queima combustíveis sólidos sofrem de um maior grau de depósito de fuligem. O coeficiente básico de depósito de cinzas ε_o que depende da velocidade do fluxo e do passo longitudinal (Figura 16.2), é modificado pela introdução de dois factores de correcção. Para economizadores que operam a temperaturas do gás abaixo 400 °C, um factor de correcção adicional $\Delta\varepsilon$ é usado para tomar em conta o maior potencial de deposição de incrustação no primeiro estágio do economizador. Assim, ε é determinado pela equação:

$$\varepsilon = C_d C_{R30} \varepsilon_o + \Delta\varepsilon \qquad \textbf{(16.17)}$$

Em que:

C_d - é o factor de correcção do diâmetro do tubo (Figura 16.4);

C_{R30} – é o factor de correcção para o tamanho das cinzas que para a queima de turfa é 0,7, para o restante combustível = 1. É calculado pela seguinte equação:

$$C_{R_{30}} = 1 - 1{,}18 \log \frac{R_{30}}{33{,}7} \qquad \textbf{(16.18)}$$

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

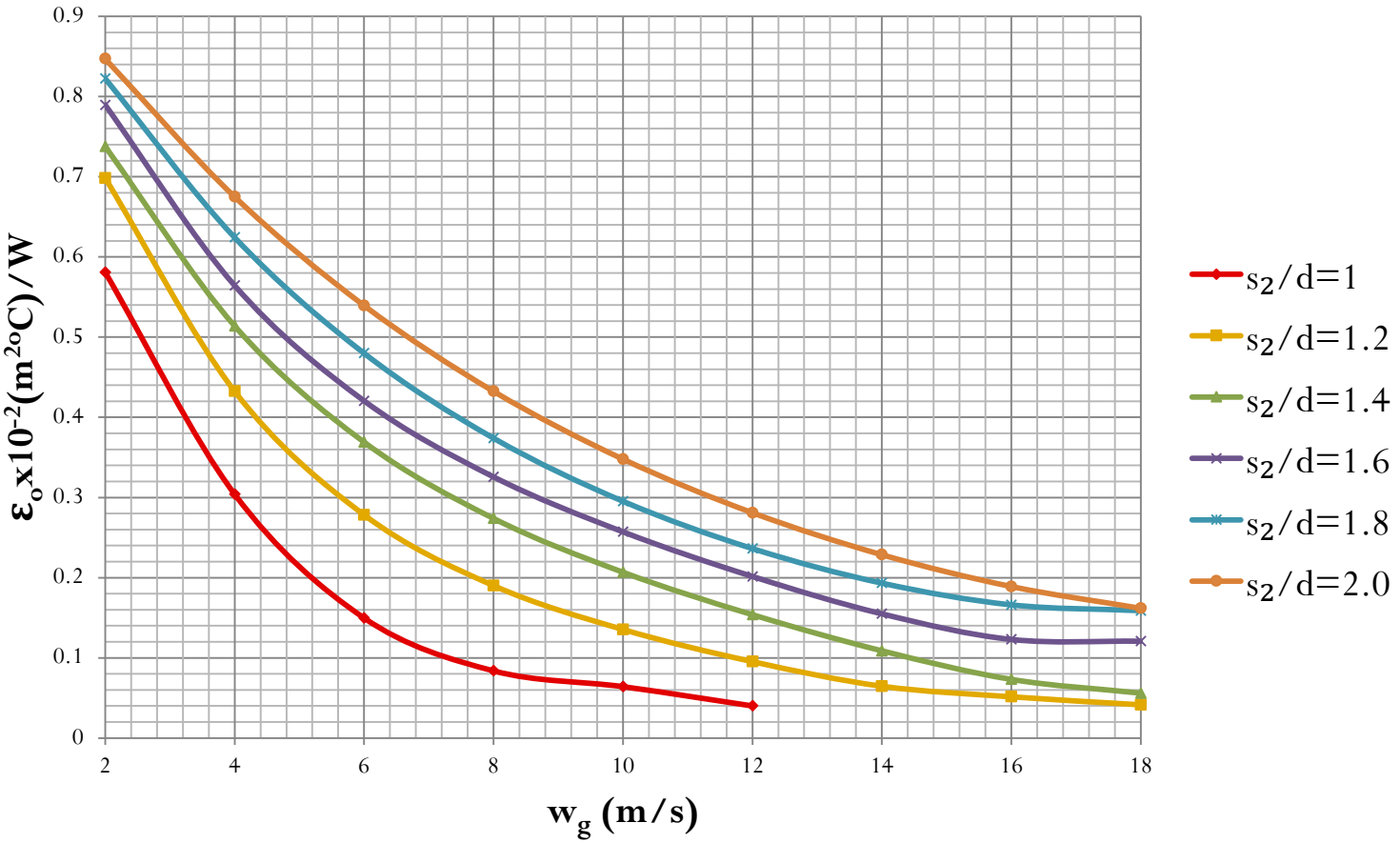

Figura 16.2 Coeficiente básico de depósito de cinzas em banco de tubos escalonados

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

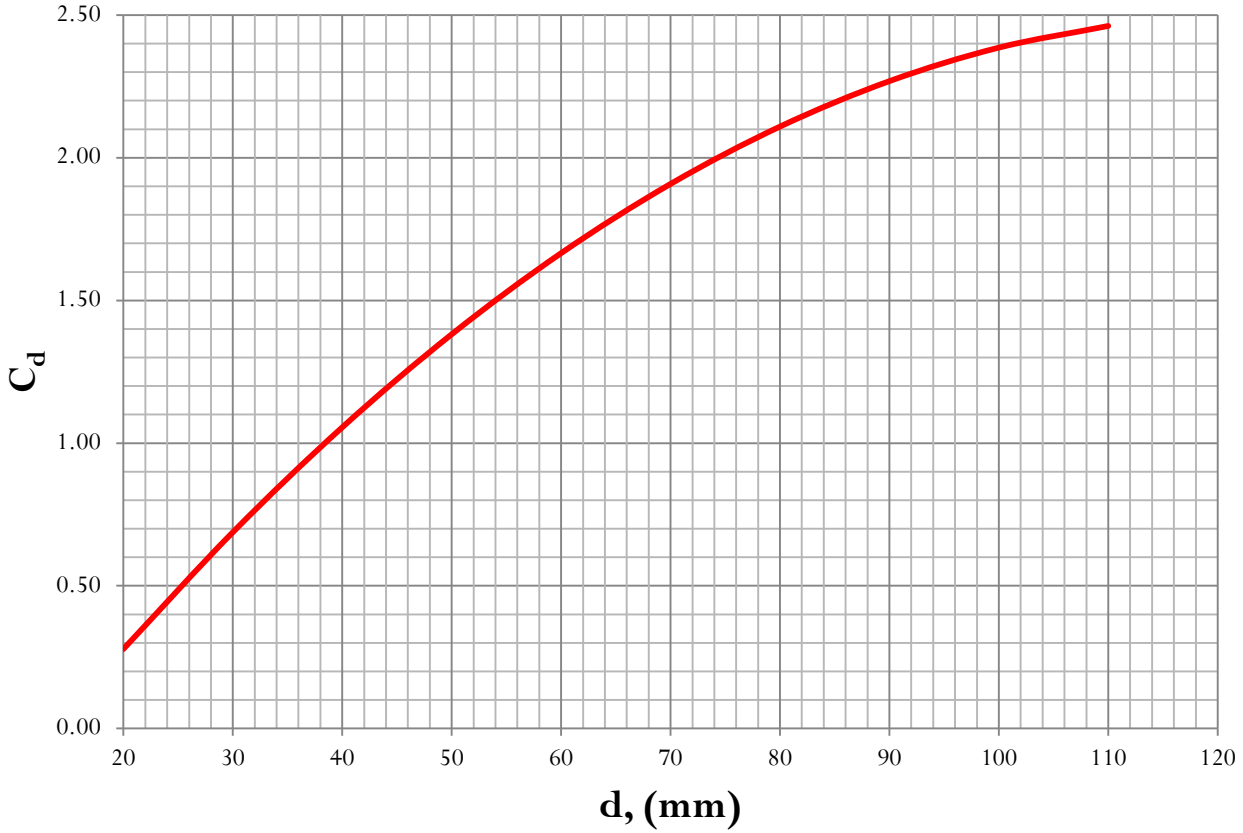

Figura 16.3 Factor de correcção do coeficiente de depósito de cinzas em bancos de tubos escalonados tomando em conta o tamanho do tubo

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

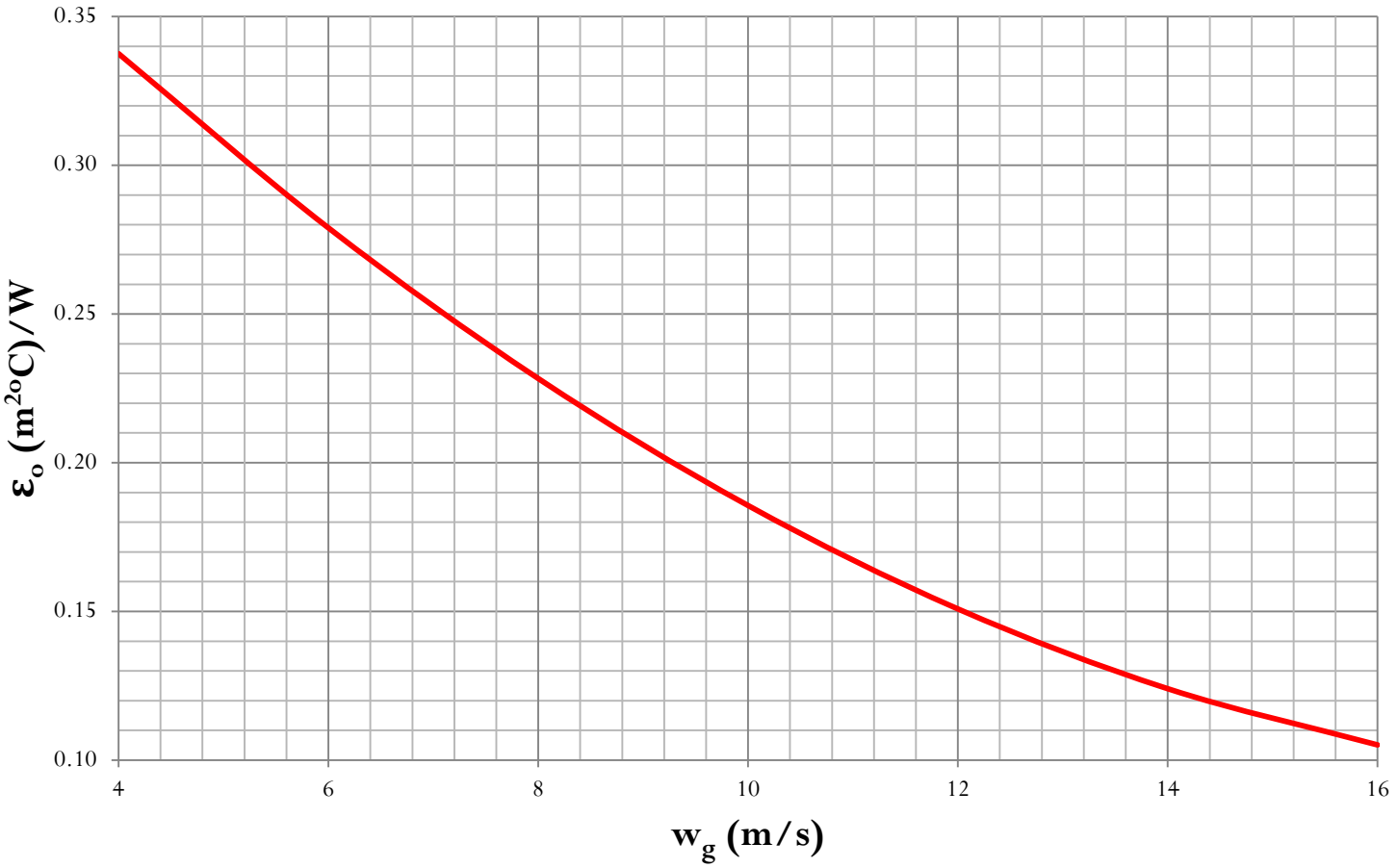

Figura 16.4 Coeficiente de depósitos de cinzas para bancos de tubos com nervuras transversais

16.4.2 Coeficiente de Depósito de Cinzas, ε

Em bancos de tubos em caldeiras pequenas também é necessário tomar em consideração. Para o primeiro estágio do economizadores a temperaturas do gás abaixo de 400 °C, para o segundo estágio do economizadores para os bancos de tubos de caldeira, expecto os atrás mencionados e para superaquecedores $\Delta\varepsilon=0{,}002$. Para a queima de combustível pulverizado de pequenas partículas de antracite em superfícies de aquecimento depois do superaquecedor, o valor de $\Delta\varepsilon=0{,}004$. (Perkov, 1966)

Para bancos de tubos com nervuras transversais, o coeficiente de depósito de cinza é apresentado na Figura 16.4.

16.4.4 Factor de Eficácia, Ψ

O factor de eficácia, Ψ, é a relação entre a transferência de calor em tubos sujos e limpos. Ele toma em conta a influência de depósitos de cinzas nos tubos de transferência de calor.

Para caldeiras que queimam combustível sólido é aplicado para os tubos em linha, enquanto para as caldeiras que queimam óleo pesado é utilizado tanto para os tubos em linha como para os alternados, isto é:

$$\psi = \frac{U}{U_o} \qquad \textbf{(16.19)}$$

Assim, o coeficiente de transmissão de calor, U_o, para os tubos sujos

$$U = \psi U_o = \psi \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} \qquad \textbf{(16.20)}$$

Para tubos em linha de uma caldeira de queima antracite ou semi-antracite, Ψ= 0,6. Para carvão betuminoso ou a lenhite, Ψ = 0,65. Para as caldeiras que queimam óleo pesado com tubos escalonados e em linha os valores de Ψ, apresentam-se na Tabela 16.2

16.4.4 Factor de Eficácia, Ψ

Tabela 16.2 Factor de eficácia, Ψ, para bancos de tubos escalonados numa caldeira de um óleo pesado.

Superfície de Aquecimento	Velocidade do gás	Ψ
Primeira e segunda fases dos economizadores	4-12 m/s	0,70-0,65
Usando soprador de fuligem	12-20 m/s	0,65-0,6
Superaquecedor em conduta vertical usando soprador de fuligem	4-12 m/s	0,65-0,6
Superaquecedor horizontal na conduta de tubos de tela	12-20 m/s	0,6
Economizador de baixa capacidade de caldeiras com a temperatura de entrada inferior a 100 °C	4-12m/s	0,55-0,50

16.4.5 Coeficiente de aproveitamento, Ku

O coeficiente de utilização que toma em conta a varredura incompleta das superfícies de aquecimento, é apresentado na Figura 16.5 para superaquecedores planos de tubos ou de painéis.

O coeficiente de utilização para aquecedores de ar é fornecido na Tabela 16.3.

Deve-se tomar em consideração os seguintes pontos ao usar-se a Tabela 16.3:

1. O valor de Ku dado na tabela deve ser reduzido de forma adequada, quando há uma placa de separação no caminho do ar para o aquecedor de ar tubular. Ku deve ser reduzido em 0,1 para uma placa de separação e 0,15 para duas placas de separação.
2. O valor de Ku deve ser reduzido em 0,1 quando a temperatura do ar na entrada do aquecedor de ar tubular é inferior a 80 °C.
3. O valor de Ku deve ser reduzido em 0,1 quando é usado um aquecedor de ar regenerativo, é queimado óleo pesado e a temperatura de entrada do ar é menor do que 60 °C.

16.4.5 Coeficiente de aproveitamento, Ku

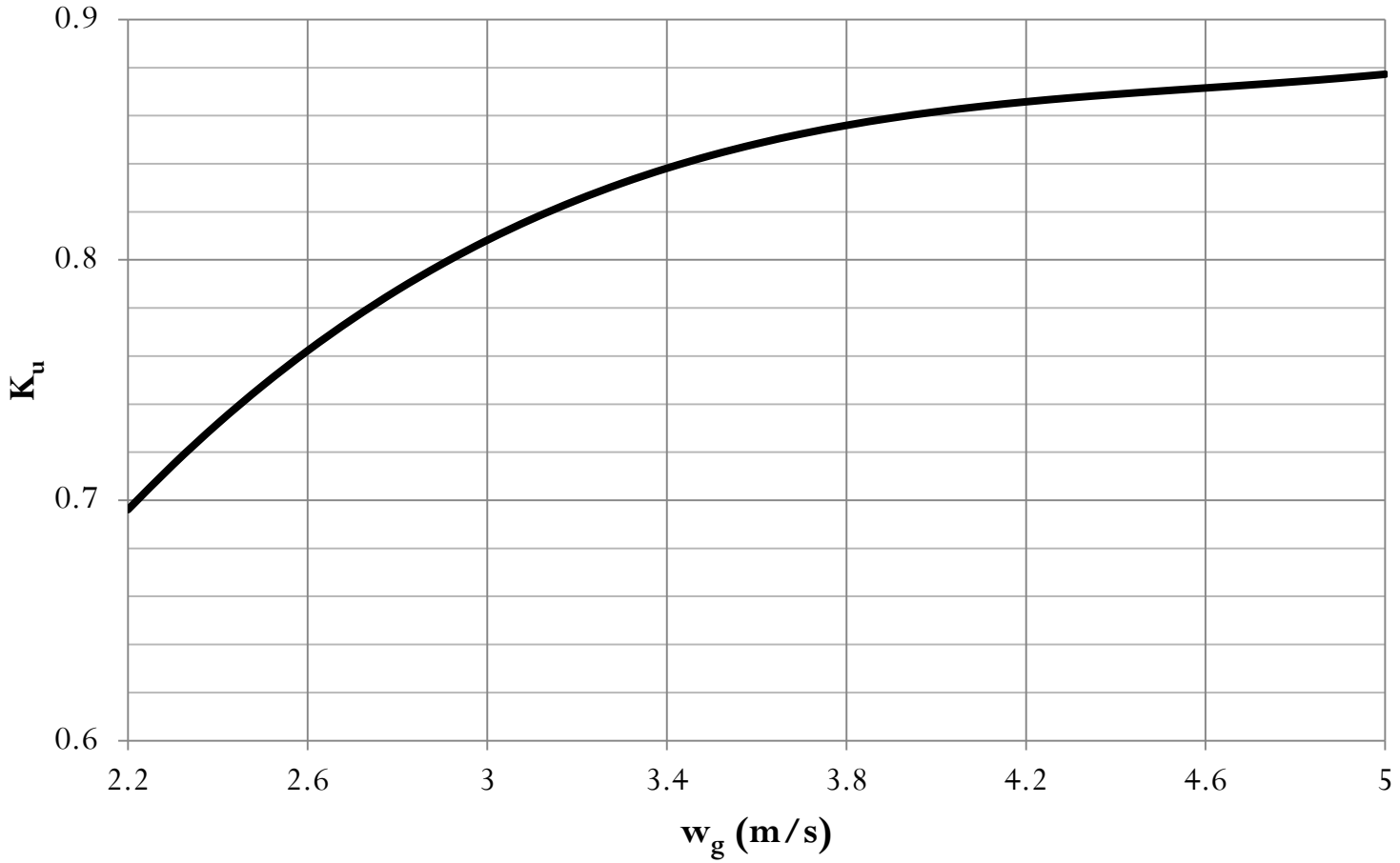

Figura 16.5 Coeficiente de utilização do calor, K_u, para superaquecedores planos de tubos ou de painéis.

16.4.5 Coeficiente de aproveitamento, Ku

Tabela 16.3 Coeficiente de utilização Ku para aquecedores de ar

Combustível queimado	Aquecedor de ar tubular, secção de baixa temperatura	Sem secção intermédia de alta temperatura	Aquecedor rotativo
Antracite ou turfa	0,80	0,75	Se o coeficiente de infiltração $\Delta\alpha$=0,15 Ku=0,9
Óleo pesado ou madeira	0,80	0,85	
Outros combustíveis	0,85	0,85	Se o coeficiente de infiltração $\Delta\alpha\approx$0,20-0,25; Ku=0,8

16.5 Coeficiente global de transferência de calor, U, para diferentes superfícies de aquecimento convectivo

1) Coeficiente de Transferência de Calor, U, para superaquecedor traseiro de painéis

O fluxo radiante proveniente da fornalha aumenta a temperatura da camada de depósitos do lado de fora da superfície aquecimento com o aumento da sua superfície, o que reduz a transferência de calor por convecção. O coeficiente global de transferência de calor, U, pode ser obtido de:

$$U = \frac{h_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{rad}}{Q_{conv}}\right)\left(\varepsilon + \frac{1}{h_2}\right)h_1} \qquad \textbf{(16.21)}$$

Onde:

Q_{conv} - é o calor transmitido por convecção ao fluido de trabalho do superaquecedor de painéis, kW/m^2

Q_{rad} - é o calor de radiação proveniente da fornalha e absorvido pelo fluido de trabalho do superaquecedor de painéis, kW/m^2.

16.5 Coeficiente global de transferência de calor, U, para diferentes superfícies de aquecimento convectivo

2) Coeficiente de Transferência de Calor, U, para Superaquecedores Convectivos

No caso da queima de combustível sólido com superaquecedores convectivos de tubos escalonados, U é calculado com base na Equação 16.16. Para superaquecedores convectivos com tubos em linha (de queima de combustíveis sólidos) ou com tubos escalonados ou em linha, quando combustível líquido é queimado, U é calculado com base na Equação16.21.

16.5 Coeficiente global de transferência de calor, U, para diferentes superfícies de aquecimento convectivo

3) Coeficiente de Transferência de Calor U para Economizadores

Para economizadores com tubos escalonados em sistemas de queima de combustível sólido, U é calculado com base na Equação 16.16. No entanto, uma vez que o fluido de trabalho no economizador é água e o coeficiente de transferência de calor do lado da água é muito maior do que do lado dos gases de combustão, o termo $1/h_2$ da Equação 16.16 é muito pequeno e pode ser desprezado, então a Equação 16.16 simplifica-se e torna-se:

$$U = \frac{1}{1+\varepsilon h_1} \qquad \textbf{(16.22)}$$

16.5 Coeficiente global de transferência de calor, U, para diferentes superfícies de aquecimento convectivo

4) Coeficiente de Transferência de Calor, U, para aquecedores de ar

Para um aquecedor de ar **tubular**, U é dado por

$$U = \frac{K_u h_1 h_2}{h_1 + h_2} \qquad \textbf{(16.23)}$$

Onde:

h_1 - é coeficiente de transferência de calor por convecção do lado gases;

h_2 - é coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar;

K_u – é coeficiente de aproveitamento do calor.

16.5 Coeficiente global de transferência de calor, U, para diferentes superfícies de aquecimento convectivo

4) Coeficiente de Transferência de Calor, U, para aquecedores de ar

Para um aquecedor de ar **rotativo**, U é dado por

$$U = \frac{U \cdot K_{ic}}{\frac{1}{x_1 h_1} + \frac{1}{x_2 h_2}} \qquad \textbf{(16.24)}$$

Onde:

x_1 - relação de área lateral do lado do gás e da área total, $x_1 = A_{gas}/A_{tot}$

x_2 - razão entre área da superfície lateral de aquecimento do lado do ar e a superfície total, $x_2 = A_{ar}/A_{tot}$

A_{gas} - área de transferência de calor do lado do gás;

A_{ar} - área de transferência de calor no lado do ar;

A_{tot} - área de total de transferência de calor;

K_{ic} - factor de influência da troca de calor para a placa instável ondulada. Se a espessura das placas de armazenamento de calor situar-se entre 0,6 e 1,2 mm, os valores de K_{ic} para diferentes velocidades do rotor encontram-se na seguinte tabela:

N (rpm)	0,5	1,0	≥1,5
K_{ic}	0,85	0,97	1,00

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

O coeficiente total de transferência de calor da parede do lado do gás h_1, consiste do coeficiente de transferência de calor por convecção, h_{conv}, e do coeficiente de transferência de calor por radiação, h_{rad}. Os produtos de combustão não cobrem necessariamente de forma uniforme todos os tubos convectivos. Assim, para ter em conta esta não cobertura uniforme do gás, usa-se um factor ω para determinar o coeficiente total de transferência de calor.

$$h_1 = \omega\left(h_{conv} + h_{rad}\right) \quad \textbf{(16.25)}$$

Para fluxos transversais ω = 1,0, mas para a maioria das condições de fluxo misto ω = 0,95. O coeficiente de transferência de calor da parede para o fluido, h_2, é só por convecção.

O coeficiente de transferência de calor por convecção h_{conv} é calculado usando as seguintes equações:

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

1) Coeficiente de Transferência de Calor por convecção para Fluxos Cruzados sobre Banco em Linha

O coeficiente de transferência de calor por convecção para fluxos cruzados sobre bancos em linha é determinado pela seguinte equação:

$$h_{conv} = 0,2 C_z C_s \frac{\lambda}{d_{ex}} \mathrm{Re}^{0,8} P_r^{0,33} \qquad \textbf{(16.26)}$$

Sendo:

$$\mathrm{Re} = \frac{V_{ar} \cdot d_{ex}}{\nu} \qquad \textbf{(16.27)}$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu c_p \rho}{\lambda} \qquad \textbf{(16.28)}$$

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

1) Coeficiente de Transferência de Calor por convecção para Fluxos Cruzados sobre Banco em Linha

Sendo:

k – é a condutividade térmica à temperatura média do fluxo de ar, kW/m°C;

ν – é a viscosidade cinemática, à temperatura média do fluxo de ar, m^2/s;

d_{ex} - diâmetro externo do tubo, m;

V_{ar} – é a velocidade do fluxo de ar, m/s;

c_p - é o calor específico de gases sob a determinada pressão, kJ/kg;

C_z - é o factor de correcção Z_2 para o número de filas de tubos ao longo da direcção do fluxo do gás.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

1) Coeficiente de Transferência de Calor por convecção para Fluxos Cruzados sobre Banco em Linha

Quando $Z_2 \geq 10$; $C_z = 1$.

Quando $Z_2 < 10$; C_z é calculado por:

$$C_z = 0,91 + 0,0125(Z_2 - 2) \quad \textbf{(16.29)}$$

C_s é o factor de correcção do arranjo geométrico do banco de tubos que é calculado pela seguinte equação:

$$C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2} \quad \textbf{(16.30)}$$

Onde:

$\sigma_1 = S_1/d$ é o passo transversal e $\sigma_2 = S_2/d$ é o passo longitudinal.

Quando $\sigma_1 \leq 1,5$ ou $\sigma_2 \geq 2$; $Cs = 0,2$.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

2) Coeficiente de transferência de calor por convecção para fluxo cruzado em tubos em quincónio.

O coeficiente de transferência de calor por convecção h_{conv} para fluxo cruzado em bancos de tubos em quincónio é calculado pela seguinte expressão:

$$h_{conv} = C_z C_s \frac{\lambda}{d_{ex}} \mathrm{Re}^{0,6} P_r^{0,33} \qquad \textbf{(16.31)}$$

Quando $Z_2 < 10$ e $S_1/d < 3,0$; $C_z = 3,12 Z_2^{0,05} - 2,5$

Quando $Z_2 < 10$ e $S_1/d > 3,0$; $C_z = 4 Z_2^{0,02} - 3,2$

Quando $Z_2 > 10$; $Cz = 1,0$

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

2) Coeficiente de transferência de calor por convecção para fluxo cruzado em tubos em quincónio.

C_s é um factor de correcção que tem em conta a disposição geométrica do banco de tubos e o seu espaçamento de feixes de tubos,

Quando $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$; $C_s = 0,34\varphi_\sigma^{0,1}$

Quando $1,7 < \varphi_\sigma \leq 4,5$ e $S_1/d < 3,0$; $C_s = 0,275\varphi_\sigma^{0,5}$

Quando $1,7 < \varphi_\sigma \leq 4,5$ e $S_1/d \geq 3,0$; $C_s = 0,34\varphi_\sigma^{0,1}$

Onde:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2^* - 1} \quad \textbf{(16.32)} \qquad \text{e} \qquad \sigma_2^* = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} \quad \textbf{(16.33)}$$

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

3) Coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluído de trabalho.

Em superaquecedores, reaquecedores e economizador o fluido de trabalho flui através de tubos. No aquecedor de ar tubular, o fluxo de gases de combustão fluí ao longo dos tubos verticais. Em todos eles o fluxo é longitudinal. O coeficiente h_{conv} é então calculado como se segue:

$$h_2 = h_{conv} = 0,023 C_c C_t \frac{k}{d_{eq}} \mathrm{Re}^{0,8} P_r^{0,4} \qquad \textbf{(16.34)}$$

d_{eq} - diâmetro equivalente da passagem do escoamento longitudinal. Para uma secção não circular, é dado por:

$$d_{eq} = \frac{4A_{fluxo}}{p_{fluxo}} \qquad \textbf{(16.35)}$$

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

3) Coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluído de trabalho.

A_{fluxo} - área da secção transversal de passagem de fluxo, m^2;

p_{fluxo} - perímetro da passagem de escoamento, m;

C_c - factor de correcção do comprimento do tubo;

C_t - factor de correção para a diferença de temperatura entre a parede e o fluído de trabalho.

Quando o fluído de trabalho está a ser aquecido:

$$C_t = \left(\frac{T}{T_{par}} \right)^{0,5} \qquad \textbf{(16.36)}$$

Quando o fluído de trabalho está a ser arrefecido, $C_t = 1$, para a água e vapor de água sobreaquecido, quando a diferença de temperatura entre o meio e a parede não é grande, $C_t = 1$.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

3) Coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluído de trabalho.

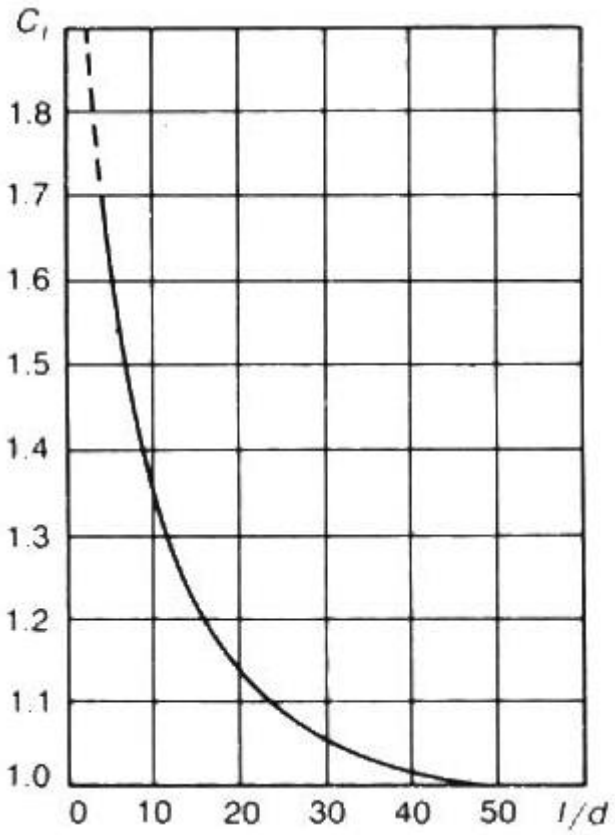

Figura 16.6
Curva do factor de correcção do comprimento do tubo.
Quando L/d > 50,
$C_c = 1$.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

4) Coeficiente de transferência de calor por convecção para aquecedor de ar rotativo.

Os coeficientes de ambos os lados, dos gases e do ar, são calculados pela seguinte equação:

$$h_{conv} = C' C_c C_t \frac{k}{d_{eq}} \mathrm{Re}^{0,8} P_r^{0,4} \qquad \textbf{(16.37)}$$

Onde:

C_t e C_c são os mesmos factores que os da Equação 16.34;

C 'é um factor relacionado com a forma dos painéis de armazenamento de calor. Existem três tipos de painéis de armazenamento de calor que se encontram apresentados na Figura 16.6.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

4) Coeficiente de transferência de calor por convecção para aquecedor de ar rotativo.

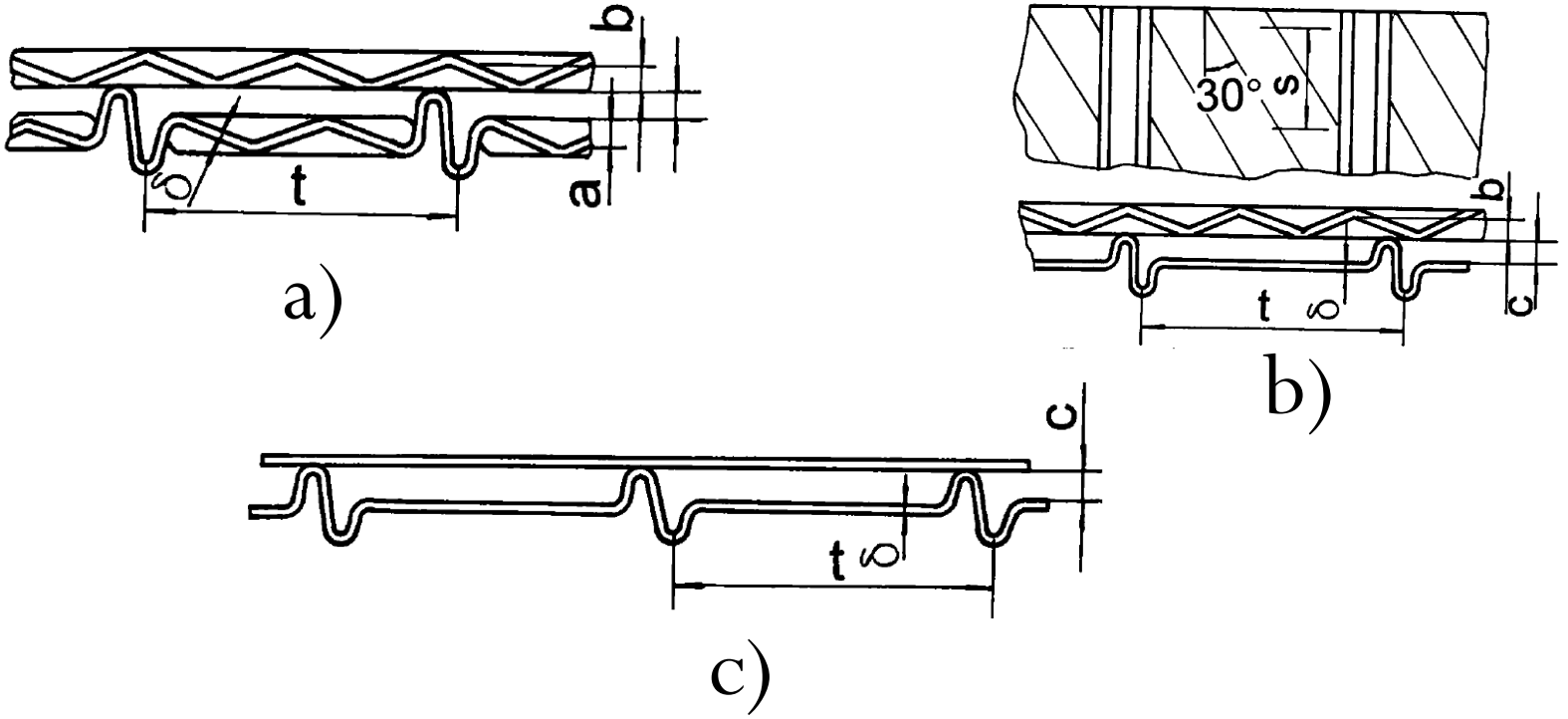

Figura 16.6 Aquecedores de ar rotativos e tipos de painéis.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

4) Coeficiente de transferência de calor por convecção para aquecedor de ar rotativo.

Para o painel da Figura 16.6 a)

Quando a + b = 2,4 mm; C '= 0,027

Quando a + b > 4 mm; C '= 0,037

Para o painel da Figura 16.6 b); C '= 0,027

Para o painel da Figura 16.6 c); C '= 0,021

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

5) Velocidade média do fluído de trabalho.

A velocidade média de fluxo usado no cálculos do número de

Reynolds (Re) de é calculado como se segue:

I) Velocidade do Fluxo

Velocidade dos Produtos de combustão:

$$w_g = \frac{BV_g\left(t+273\right)}{A_g 273} \quad m/s \qquad \textbf{(16.38)}$$

Velocidade do Ar:

$$w_{ar} = \frac{B\beta_{ar}V_{ar}^{o}\left(t+273\right)}{A_{ar} 273} \quad m/s \qquad \textbf{(16.39)}$$

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

5) Velocidade média do fluído de trabalho.

Onde:

B - consumo de combustível, kg/s;

V_g - volume específico dos gases, m^3N/kg;

t - temperatura média dos gases de combustão ou do ar na superfície de aquecimento, °C;

A_g, A_{ar} - área de passagem do fluxo de gases ou de ar, m^2;

β_{ai} - coeficiente médio de excesso de ar do aquecedor de ar;

V^o – volume de ar teórico, m^3N/kg.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

5) Velocidade média do fluído de trabalho.

II) Área da passagem do fluxo

(I). Quando dos Produtos de combustão fluem transversalmente ao num banco de tubos lisos e se a sua área da secção transversal não se alterar a área de fluxo é dada por:

$$A_g = a \cdot b - Z \cdot L \cdot d \qquad \textbf{(16.40)}$$

Onde:

a, b - comprimento e largura da secção de passagem, m;

Z, L, d - número, comprimento e diâmetro externo dos tubos, respectivamente, m.

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

5) Velocidade média do fluído de trabalho.

II) Área da passagem do fluxo

(a). Quando a área da secção transversal varia continuamente, a sua área média A é dada por:

$$A_g = \frac{2A_{ent}A_{said}}{A_{ent} + A_{said}} \qquad \textbf{(16.41)}$$

Onde:

A_{ent}, A_{said} são as áreas de entrada e da saída da passagem, respectivamente.

(b). Quando o fluido de trabalho escoa no interior do tubo, a área é determinada por:

$$A_g = \frac{n \cdot \pi \cdot d_{int}^2}{4} \qquad \textbf{(16.42)}$$

Onde:

n - número de tubos paralelos

d_{int} - diâmetro interno dos tubos, m

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

5) Velocidade média do fluído de trabalho.

III) Área da passagem do fluxo num aquecedor rotativo

A área média é dada por:

$$A_g = 0,785 \cdot D_{int}^2 \cdot x \cdot K_1 \cdot K_2 \qquad \textbf{(16.43)}$$

Onde:

D_{int} – diâmetro interno do rotor, m;

x – fracção da área do fluxo para os produtos de combustão ou para o ar.

Área sectorial ocupada por cada secção		Fracção da área do fluxo, x	
Passagem de ar	Passagem dos gases	Ar	Gás
120º	200º	0,278	0,555
120º	180º	0,333	0,500

Onde:

K_1 = factor de fluxo, influenciado pela área ocupada pela borda e placa de divisão (Fig. 16.7);

K_2 = factor de fluxo de calor para placas diferentes de armazenamento (= 0,89 para Fig. 16.6a;. = 0,86 para Fig. 16.5b; = 0,81 para Fig. 16.6c).

16.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

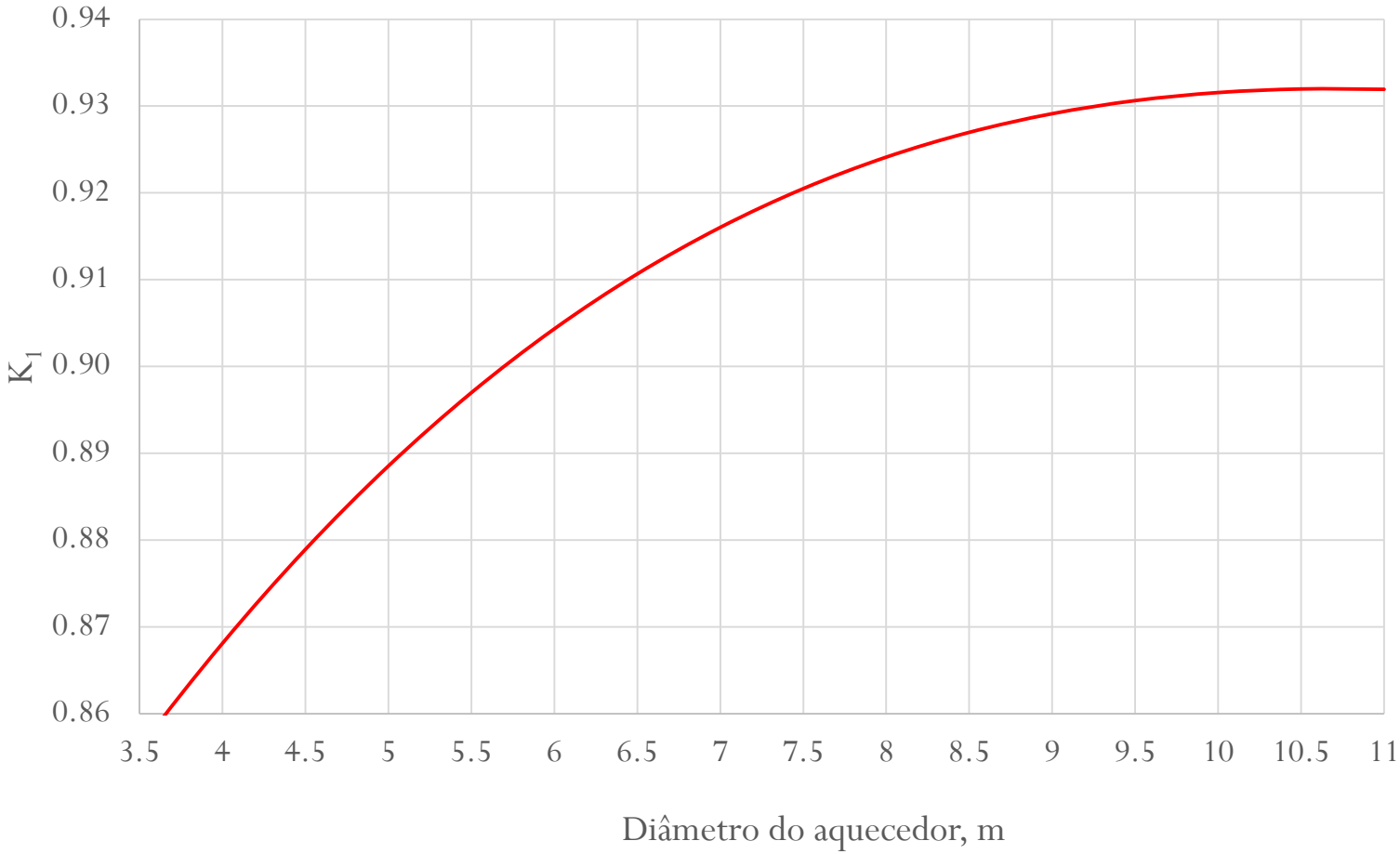

Figura 16.7 Factor da área de fluxo (K_1), tendo em conta a área ocupada pela borda e pela parede de divisão, aumenta com o diâmetro do aquecedor de ar

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

1) Equações Básicas

O coeficiente de transferência de calor por radiação é definido por:

$$h_{ra} = \frac{q_{ra}}{T_g - T_{as}} \qquad \textbf{(16.44)}$$

Onde:

q_{ra} - fluxo de calor transmitido por radiação entre o gás e o banco de tubos, kW/m^2;

T - temperatura do gás, K;

T_{as} - temperatura da superfície exterior (mesmo que esteja com fuligem), K.

De acordo com a teoria da transferência de calor por radiação, a soma da troca de calor entre os gases radiantes e o banco de tubos pode ser expressa do seguinte modo:

$$q_{ra} = \frac{\varepsilon_{cinz} + 1}{2} \sigma_o \varepsilon_g \left(T_g^4 - T_{as}^4 \right) \qquad \textbf{(16.45)}$$

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

1) Equações Básicas

Onde:

ε_{cinz} emissividade das cinzas depositadas superfície externa dos tubos,

$(1 + \varepsilon_{cinz})/2$ - valor médio entre a emissividade das cinzas e a emissividade absoluta que é usado para compensar a reflexão e a absorção múltiplas no banco de tubos (para painéis com escória $\varepsilon_{cinz} = 0{,}68$, para outros tubos $\varepsilon_{cinz} = 0{,}8$);

σo - constante de Boltzman = 5,670 x 10^{-11}, kW/m^2 K^4;

ε_g - emissividade do gás de combustão à temperatura T;

Das Equações (16.44) e (16.45), o coeficiente de transferência de calor por radiação é expresso pela seguinte fórmula para a queima de combustíveis sólidos:

$$h_{ra} = \sigma_o \frac{\varepsilon_{cinz} + 1}{2} \varepsilon_g T_g^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{as}}{T_g}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_{as}}{T_g}\right)} \qquad \textbf{(16.46 a)}$$

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

1) Equações Básicas

Para a queima de combustíveis líquidos e gasosos a fórmula transforma-se em::

$$h_{ra} = \sigma_o \frac{\varepsilon_{cinz} + 1}{2} \varepsilon_g T_g^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{as}}{T_g}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{T_{as}}{T_g}\right)} \qquad \textbf{(16.46 b)}$$

A temperatura dos gases é a média das temperaturas na entrada e na saída da superfície de aquecimento considerada. A temperatura da parede para aquecimento convectivo determina-se da expressão:

$$t_{as} = t_v + \left(\varepsilon + \frac{1}{h_2}\right) \frac{B_{cal} Q}{A_{aq}} \qquad \textbf{(16.47)}$$

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

1) Equações Básicas

Onde:

t_v – a temperatura média do fluido motor (do agente de transmissão de calor que passa dentro de tubos);

ε - é o coeficiente de poluição, admitindo-se para os superaquecedores quando se queima combustível líquido ε = 0,003, e para combustível sólido ε = 0,005;

h_2 – coeficiente da troca de calor da superfície interna ao fluido motor;

Q- o calor absorvido na superfície de aquecimento considerada;

B_{cal} – o consumo calculado de combustível;

A_{aq} – área da superfície de aquecimento;

Os valores admissíveis para a equação anterior são de:

- Para superaquecedores radiantes $(20\text{-}25)\cdot 10^3 kg/m^2$;
- Para a zona do superaquecedor $(15\text{-}20)\cdot 10^3\ kg/m^2$;
- Para o 1º estágio do economizador $(5\text{-}10)\cdot 10^3 kg/m^2$;
- Para o 2º estágio do economizador $(10\text{-}15)\cdot 10^3\ kg/m^2$.

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

1) Equações Básicas

Para as outras superfícies de aquecimento o valor da temperatura da parede t_{as} calcula-se como:

$$T_{as} = t_v + \Delta t \qquad \textbf{(16.48)}$$

O valor

$\Delta t = 25°C$ no caso da queima de gás para todas superfícies de aquecimento;

$\Delta t = 60°C$ para feixes tubulares convectivos no caso queima do combustível líquido e sólido;

$\Delta t = 25°C$ para economizadores no caso de queima do combustível líquido ou gasoso

$\Delta t = 80°C$ para os superaquecedores

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

2) Emissividade do gases

A emissividade do gás de combustão, ε_g , é calculada da mesma forma como foi feito para a chama (ver Aula 11). A espessura efectiva da camada de radiação, S, é calculada de acordo com a equação S = 3,6 volume/área. Para banco de tubos lisos e superaquecedores de painéis a equação pode ser usada para obter as seguintes expressões para a espessura da camada de radiação:

Para banco de tubos lisos

$$S = 0,9 d_{ext} \left(\frac{4}{\pi} \frac{S_1 S_2}{d_{ext}^2} - 1 \right) \qquad \textbf{(16.49)}$$

Para superaquecedores de painéis

$$S = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{C}} \qquad \textbf{(16.50)}$$

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

2) Emissividade do gases

Para aquecedores de ar tubulares

$$S = 0,9 d_{int} \qquad \textbf{(16.51)}$$

Onde:

S_1, S_2 – são respectivamente os passos transversal e longitudinal do banco de tubos, m;

d_{ext} = diâmetro exterior do tubo, m;

A, B, C = são respectivamente a largura, altura e espessura na região dos painéis, m;

d_{int} = diâmetro interno do tubo, m.

16.7 Coeficiente de transferência de calor por radiação

3) Cálculo da Radiação em Cavidades

O espaço vazio entre diferentes superfícies de aquecimento forma uma cavidade de gás. A cavidade de gás aumenta a espessura da camada eficaz radiante do gás. Como resultado, a troca de calor por radiação entre os gases de combustão e a superfície de aquecimento aumenta. Assim, a influência da radiação do gás na cavidade na transferência de calor por convecção é de grande importância. Num tipo de abordagem, o coeficiente de transferência de calor por radiação, h_{ra}, é modificado tornando-se:

$$h'_{rad} = h_{rad}\left[1 + C\left(\frac{T}{1000}\right)^{0,25}\left(\frac{L_1}{L_2}\right)^{0,07}\right] \qquad \textbf{(16.52)}$$

Onde

h'_{rad} - coeficiente corrigido de transferência de calor por radiação, $kW/m^2\,K$;

C - constante empírica (para carvão betuminoso e antracite C = 0,4; para lenhite C = 0,5; para óleo pesado C = 0,3);

L_1 - comprimento ou a largura da cavidade do gás entre bancos de tubos ou entre a parede e o banco de tubos, m;

L_2 - comprimento do banco de tubos ao longo da passagem do gás de combustão, m;

T - temperatura média dos gases de combustão de gás na cavidade, K.

16.8 Temperatura Média Logarítmica

Em muitas situações de transferência de calor por convecção, a diferença de temperatura entre os produtos de combustão e do fluido de trabalho (vapor ou água) varia continuamente ao longo da superfície de aquecimento. Então é utilizada uma diferença de temperatura média para simplificar o cálculo de transferência de calor.
O método de cálculo da temperatura média logarítmica é apresentado em seguida:

1) Fluxo simples paralelo e contracorrente

A diferença de temperatura média para o fluxo paralelo e fluxo contracorrente é expressa pela equação seguinte, que também é chamada diferença média logarítmica de temperatura:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \qquad \textbf{(16.53)}$$

onde

Δt_{max} - maior diferença de temperatura na entrada ou na saída da superfície de aquecimento, °C;
Δt_{min} - menor diferença de temperatura à entrada ou à saída da superfície de aquecimento, °C.

16.8 Temperatura Média Logarítmica

1) Fluxo simples paralelo e contra-corrente

Quando $\Delta t_{max} / \Delta t_{min} < 1,7$ a temperatura média pode-se calcular por aproximação com recurso a seguinte expressão:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} + \Delta t_{min}}{2} \qquad \textbf{(16.54)}$$

Quando a temperatura do fluido de trabalho (vapor/água) for constante, por exemplo, em painéis e tubos de evaporadores convectivos de caldeiras de baixa capacidade, a Equação (16.54) também é utilizado para calcular a diferença média de temperatura.
Superfícies de transferência de calor por convecção de fluxos simples paralelos e fluxos contracorrente puros são quase inexistentes. Geralmente, a direcção do fluxo do gás de combustão é perpendicular ao eixo do tubo. No entanto, a experiência mostra que, enquanto existem quatro curvas de tubos horizontais no percurso do gás de combustão, o fluxo de gás transversal vertical pode ser considerado como o fluxo puramente paralelo ou fluxo puramente contra -corrente. Isso simplifica o cálculo da diferença de temperatura média.

16.8 Temperatura Média Logarítmica

2) Fluxos complexos

Os fluxos paralelo e contracorrente, podem existir simultaneamente numa seção de uma superfície de aquecimento convectivo. Isto é chamado de fluxo complexo (Figura 16.8). Para um dado conjunto de temperaturas de entrada e de saída de fluidos, a diferença de temperatura do fluxo paralelo é maior e a do fluxo contracorrente é mais baixa, a temperatura do fluxo complexo encontra-se entre as dos fluxos paralelos e em contracorrente.

A diferença de temperatura média pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\Delta t = 0,5\left(\Delta t_{para} + \Delta t_{cont}\right) \qquad \textbf{(16.55)}$$

Quando,

$$\Delta t_{para} \geq 0,92\Delta t_{cont} \qquad \textbf{(16.56)}$$

Onde

Δt_{cont} - diferença de temperatura do fluxo contra-corrente, °C;

Δt_{para} . diferença de temperatura do fluxo paralelo, °C.

16.8 Temperatura Média Logarítmica

2) Fluxos complexos

Alternativamente a diferença média de temperaturas pode-se calcular de:

$$\Delta t = F \Delta t_{cont} \qquad \textbf{(16.57)}$$

Onde:

F é o factor de correcção da diferença de temperatura do fluxo complexo.

O valor de F é determinado pelo tipo de fluxo e pelos parâmetros térmicos.

O factor F determina-se de gráficos, por meio de duas relações de temperaturas:

$$P = \frac{\tau_{\max}}{\vartheta' - t'}, \quad e \quad R = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min}} \qquad \textbf{(16.58)}$$

O factor de correcção, F, da diferença de temperatura deste tipo de fluxo é apresentado nas Figuras 16.9, 16.10 e 16.11.

16.8 Temperatura Média Logarítmica

2) Fluxos complexos

a) Múltiplos fluxos em série

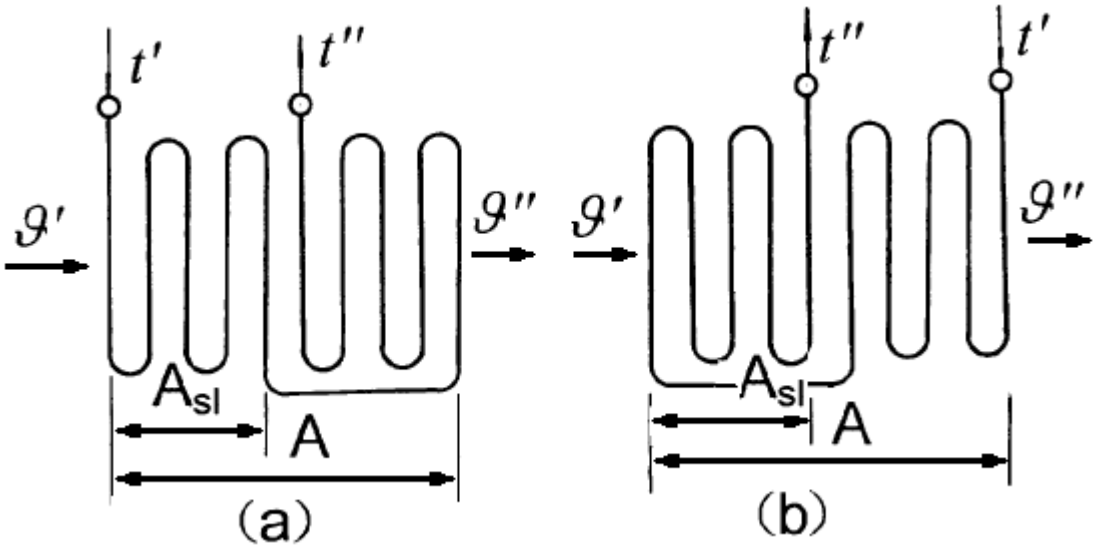

Figura 16.8 Arranjo de fluxos complexos em série: (a) fluxo paralelo na primeira seção e na segunda secção fluxo em contracorrente, (b) primeira secção em contracorrente, e segunda em fluxo paralelo

16.8 Temperatura Média Logarítmica

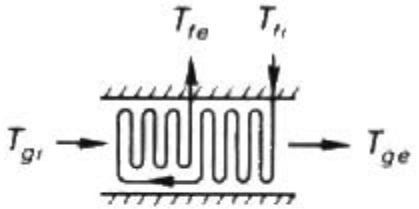

Fig 16.10 $\tau_1 = T_{gi} - T_{ge}, \tau_2 = T_{fe} - T_{fi}$,
$P = \tau_2/(T_{gi} - T_{fi}), R = \tau_1/\tau_2, C = A_p/A$

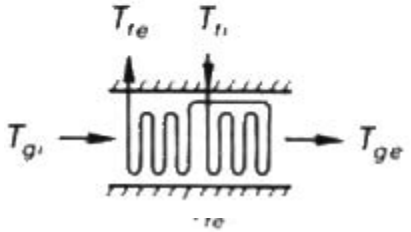

Fig 16.10 $\tau_1 = T_{fe} - T_{fi}, \tau_2 = T_{gi} - T_{ge}$,
$P = \tau_2/(T_{gi} - T_{fi}), R = \tau_1/\tau_2, C = A_p/A$

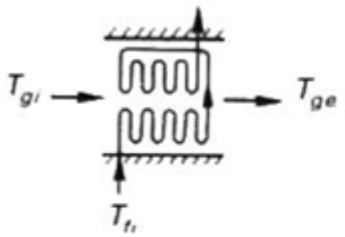

Fig 16.11 curva 1 τ_1 é o maior valor entre $(T_{gi} - T_{ge})$ e $(T_{fe} - T_{fi})$ enquanto τ_2 o menor valor entre eles. O P tem o mesmo significado que na figura 16.1

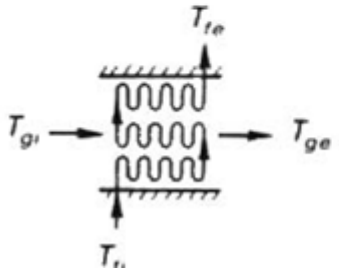

Figura 16.11 Curva 2

Figura 16.9. Arranjos de multiplos fluxos complexos em paralelo

16.8 Temperatura Média Logarítmica

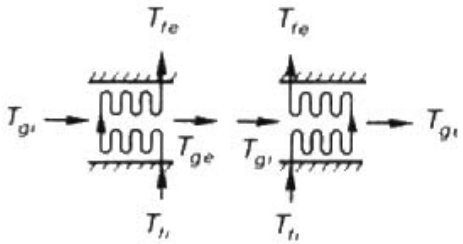

Figura 16.11 Curva 1

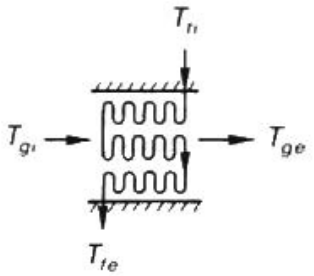

Figura 16.11 Curva 2

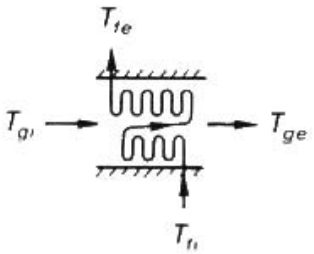

Figura 16.11 Curva 3

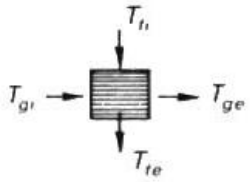

Figura 16.12 Curva 1, $P = \tau_s/(T_{g'} - T_{t'})$, $R = \tau_L/\tau_s$

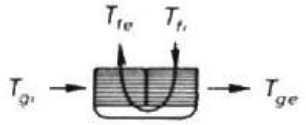

Figura 16.12 Curva 2

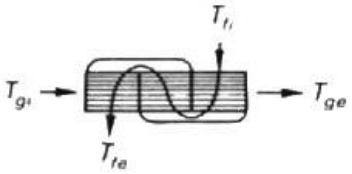

Figura 16.12 Curva 3

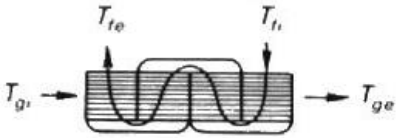

Figura 16.12 Curva 4

Figura 16.9a. Arranjos de multiplos fluxos complexos em paralelo

16.8 Temperatura Média Logarítmica

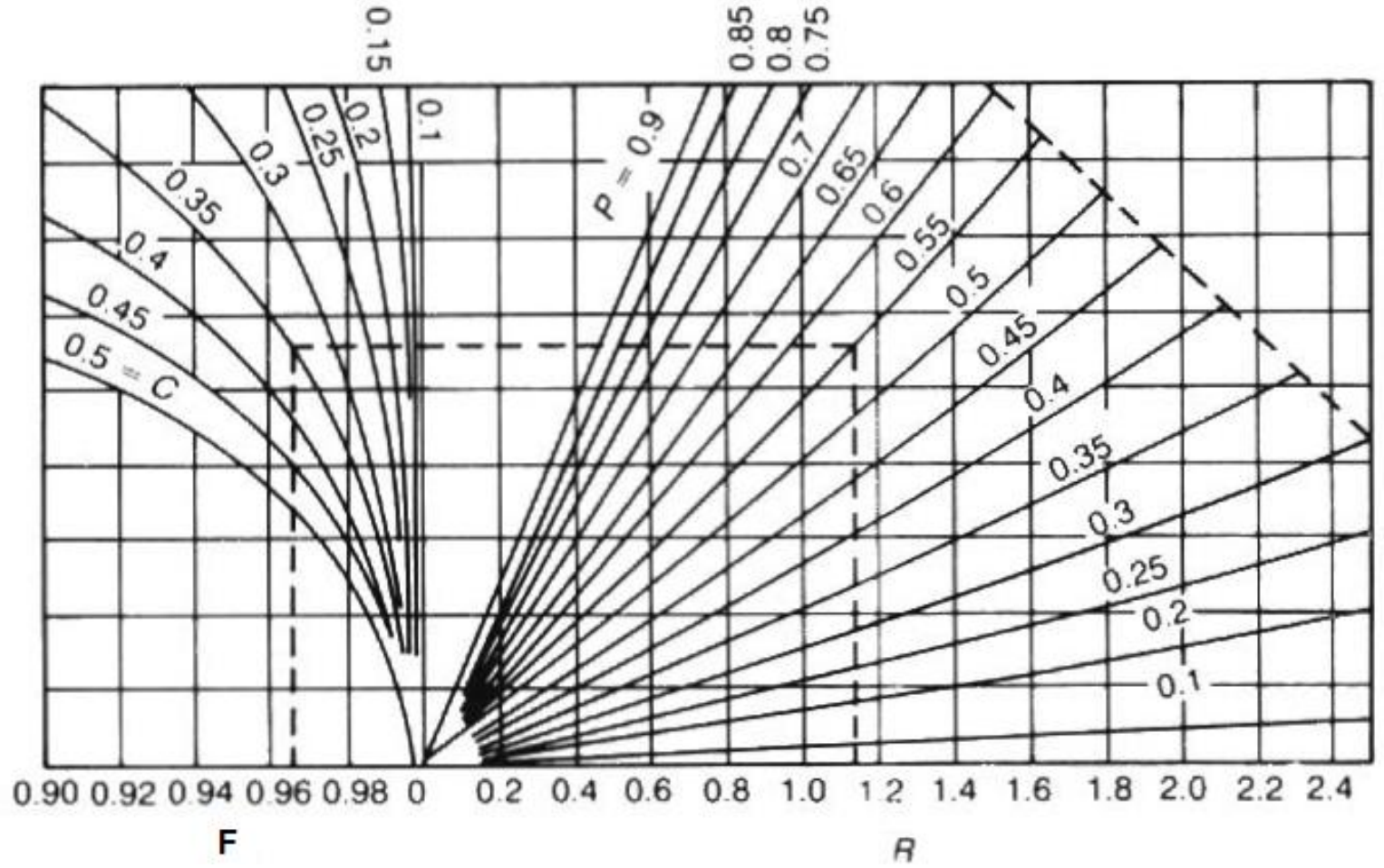

Figura 16.10. Factor de correcção para arranjos complexos de fluxos multiplos paralelos ; onde $\tau_{max} = max[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$, $\tau_{min} = min[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$

16.8 Temperatura Média Logarítmica

Prof. Doutor Engº Jorge Nhambiu ◊Geradores de Vapor

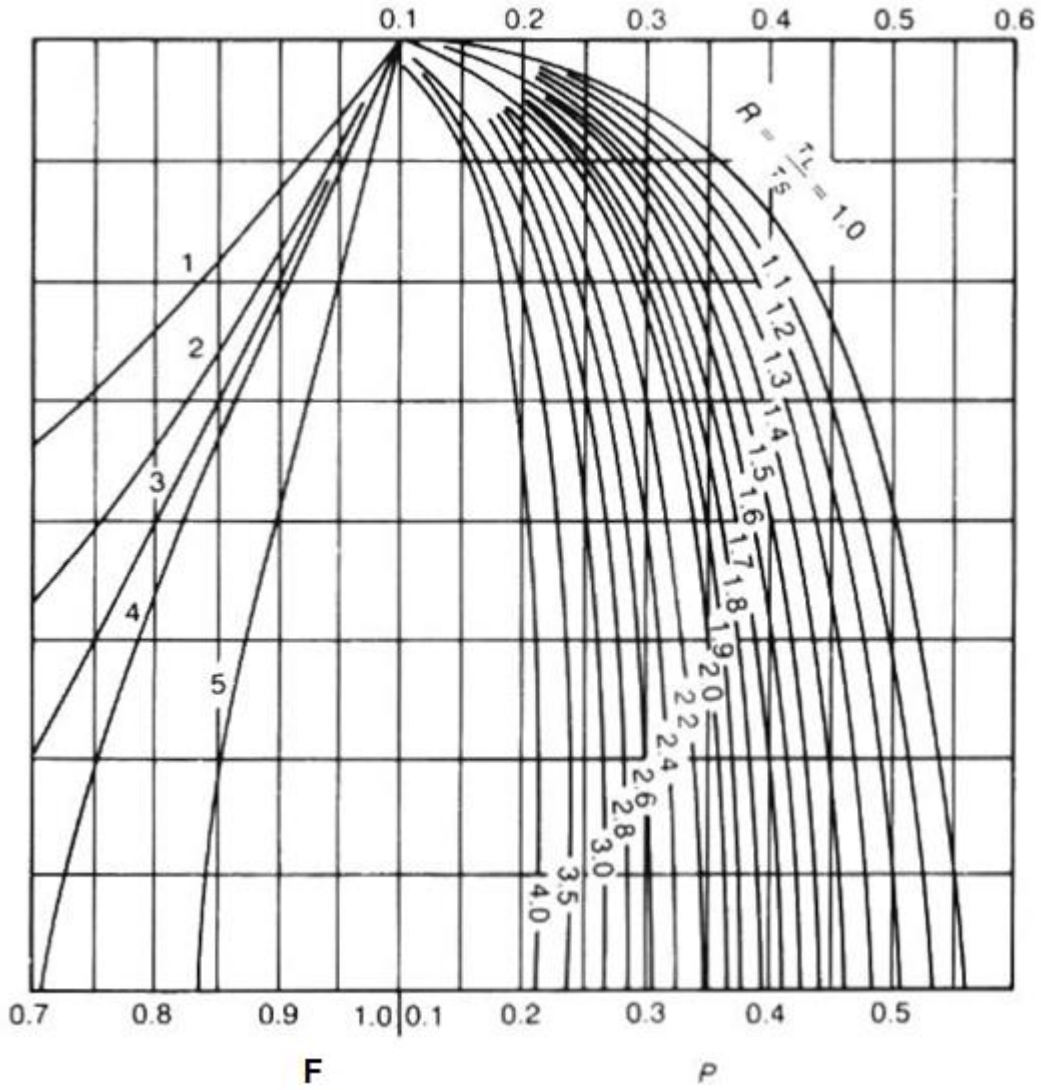

Figura 16.11. Factor de correcção para arranjos complexos de fluxos de correntes cruzadas; onde $\tau_{max} = max[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$, $\tau_{min} = min[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$

16.8 Temperatura Média Logarítmica

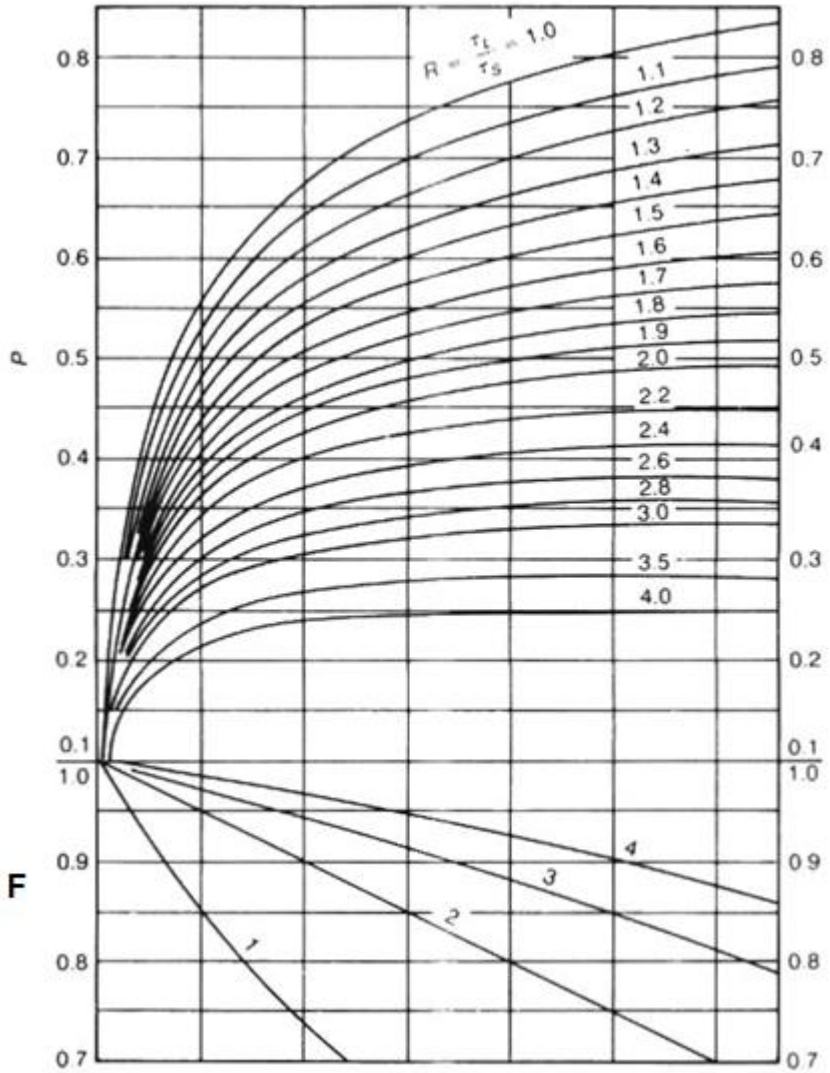

Figura 16.12. Factor de correcção para arranjos complexos de fluxos de correntes cruzadas; onde

$\tau_{max} = max[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$,

$\tau_{min} = min[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$

16.8 Temperatura Média Logarítmica

2) Fluxos complexos

c) Múltiplos fluxos de currentes cruzadas

Numa situação de fluxo múltiplo de correntes cruzadas, a superfície de aquecimento é constituída por uma ou mais secções e a direcção do fluxo de dois meios cruza. Pode existir uma, duas, três ou quatro passagens de fluxo. Quando o número de trajectos do fluxo é maior que quatro, enquadra-se na categoria de múltiplas série de fluxo.
Quando o escoamento é geralmente contracorrente, o factor de correcção F é determinado da Figura 16.9, onde:

$$P = \frac{\tau_{\max}}{\vartheta' - t'}, \quad e \quad R = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min}} \qquad \textbf{(16.59)}$$

Onde: $\tau_{max} = max[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$, $\tau_{min} = min[t'' - t', \vartheta' - \vartheta'']$
Se a natureza do fluxo for predominantemente paralela, o factor de correcção F ainda pode se determinar de:

$$F = \frac{1 - \left[1 - P\left(R+1\right)\right]^{\frac{1}{n}}}{R+1} \qquad \textbf{(16.60)}$$

Onde n é o número de passes

16.9 Definição da Área das Superfícies de Aquecimento

1) Água e vapor como fluídos de trabalho

O coeficiente de transferência de calor do lado dos produtos de combustão é muito menor do que no lado do vapor ou da água. Assim, o fluxo de calor é determinado principalmente pelo coeficiente no lado do gás e a área da superfície externa do tubo é usada como superfície de transferência de calor:

$$A = n \cdot \pi \cdot l \cdot d_{ext} \qquad \textbf{(16.61)}$$

Onde

n - número de tubos paralelos

l-comprimento do tubo, m

d_{ext}-diâmetro externo do tubo, m

16.9 Definição da Área das Superfícies de Aquecimento

2) Superaquecedor traseiro de painéis

O superaquecedor traseiro de painéis absorve o calor radiante do gás de combustão, a radiação proveniente da fornalha, e o calor por convecção dos gases de combustão que passam por ele. No entanto, a troca radiante é a principal forma de transferência de calor. Assim, a área de transferência de calor do superaquecedor traseiro de painéis é calculada de:

$$A = 2 \cdot a \cdot b \cdot n_p \cdot x_p \qquad \textbf{(16.62)}$$

Onde:

a - comprimento do painel, m;

b = largura do painel, m;

n_p = número de painéis;

x_p = coeficiente angular do painel.

16.9 Definição da Área das Superfícies de Aquecimento

3) Aquecedor de Ar Tubular

Os coeficientes de transferência de calor do ar e do lado do gás no aquecedor de ar tubular são de magnitudes semelhantes. Assim é usada a média entre os diâmetros interior e exterior do tubo, d_{med}, para calcular a área de transferência de calor:

$$A = n \cdot l \cdot \pi \cdot d_{med} \qquad \textbf{(16.63)}$$

Onde:
n é o número de tubos de comprimento l.

16.9 Definição da Área das Superfícies de Aquecimento

3) Aquecedor de Ar Regenerativo

Os coeficientes de transferência de calor do ar e do lado do gás no aquecedor de ar tubular são de magnitudes semelhantes. Assim é usada a média entre os diâmetros interior e exterior do tubo, d_{med}, para calcular a área de transferência de calor:

$$A = 0,764 \cdot D_{int}^2 h \cdot K_1 \cdot C_v \qquad \textbf{(16.63)}$$

Onde:

D_{int} = diâmetro interior do invólucro externo do cilindro, m;

K_1 = coeficiente de contabilização da influência do volume ocupado pela distância entre eixos, e placa de divisão na superfície aquecida;

C_v = superfície de transferência de calor por unidade de volume do ar do aquecedor, como se mostra na Figura 16.6, m^2/m^3;

h = altura da superfície aquecida do painel, m.

16.10 Métodos de projecção de superfícies de aquecimento convectivas

Se tanto as a temperaturas de entrada e de saída do gás e do vapor/água de uma superfície de aquecimento de convecção forem conhecidas, a área da superfície e a quantidade de calor absorvido podem ser determinados por meio de cálculos simples de transferência de calor. No entanto, as temperaturas de saída do fluido de trabalho ou do gás nem sempre são antecipadamente conhecidas, já que dependem da quantidade de calor transferido. Assim, o cálculo é realizado por um processo iterativo, ou pelo método de tentativa e erro. Em primeiro lugar, a temperatura de saída do fluido de trabalho é assumida. Em seguida, o calor absorvido Q_p a partir do gás e, portanto, a temperatura de saída do vapor/água pode ser obtida através do balanço térmico. Depois calcula-se a temperatura média logarítmica entre os dois lados do permutador de calor. Ela é usada para calcular o calor transferido, Q_d, os coeficiente de transferência de calor e área da superfície.

16.10 Métodos de projecção de superfícies de aquecimento convectivas

Como a transferência de calor deve ser igual ao calor absorvido, uma verificação deve ser feita do seguinte modo. Os valores calculados e escolhidos podem ser considerados aceitavelmente iguais se:

$$\left|\frac{Q_d - Q_p}{Q_p}\right| \leq 2\% \text{ – para as grandes superfícies de transferência de calor} \qquad \textbf{(16.64)}$$

$$\left|\frac{Q_d - Q_p}{Q_p}\right| \leq 10\% \text{ – para as outras superfícies de transferência de calor} \qquad \textbf{(16.65)}$$

Se o erro for maior do que os limites acima referidos, um novo θ"deve ser escolhido e os cálculos repetidos até que o erro seja reduzido a valores dentro dos intervalos recomendados.

16.10 Métodos de projecção de superfícies de aquecimento convectivas

Geralmente os gases saem das superfícies de aquecimento radiativo na faixa de:

$$t_{in}^{\sup_1} = t_{out}^{forn} \qquad \textbf{(16.66)}$$

Os cálculos realizam-se para a faixa de temperaturas na saída do primeiro estágio do superaquecedor entre:

$$t_{sai}^{\sup_1} = t_{ent}^{\sup_1} - 50^{o}C \qquad \textbf{(16.67)}$$

$$t_{sai}^{\sup_1} = t_{ent}^{\sup_1} - 100^{o}C$$

Os dois valores da temperatura dos gases na saída de segundo estágio do superaquecedor admitem-se entre:

$$t_{sai}^{\sup_2} = t_{ent}^{\sup_2} - 150^{o}C \qquad \textbf{(16.68)}$$

$$t_{sai}^{\sup_2} = t_{ent}^{\sup_2} - 300^{o}C$$

A pressão do vapor na entrada do segundo estágio acha-se de:

$$P_{v_1}^{sa_2} = P_0\left(1,05\ldots1,025\right) \qquad \textbf{(16.69)}$$

Tabela 16.4 Características termofísicas dos produtos de combustão e do ar

t °C	Produtos de combustão			Ar		
	k x10²W/m²K	ν x10⁶ m²/s	Pr	k x10²W/m²K	ν x10⁶ m²/s	Pr
0	2,28	11,9	0,74	2,44	13,28	0,69
50	2.71	16.35	0.72	2,83	17,95	0,69
100	3,13	20,8	0,70	3,21	23,13	0,69
200	4,01	31,6	0,67	3,93	34,85	0,69
300	4,84	43,9	0,65	4,60	48,33	0,69
400	5,70	57,8	0,64	5,21	63,09	0,7
500	6,56	73,0	0,62	5,74	79,38	0,7
600	7,42	89,4	0,61	6,22	96,89	0,71
700	8,27	107	0,60	6,71	115,4	0,71
800	9,15	126	0,59	7,18	134,8	0,72
900	10,01	146	0,585	7,63	155,1	0,72
1000	10,90	167	0,58	8,07	177,1	0,72
1100	11,75	188	0,57	8,50	199,3	0,72
1200	12,62	223	0,56	9,15	233,7	0,73
1300	13,49	247	0,55			
1400	14,42	273	0,54			
1500	16,35	300	0,53			

Tabela 16.5 Características termofísicas do vapor de água

Temperatura °C	Pressão Mpa											
	10			15			20			25		
	$\nu \times 10^6$ m^2s	$k \times 10^2$ W/m^2K	Pr	$\nu \times 10^6$ m^2/s	$k \times 10^2$ W/m^2K	Pr	$\nu \times 10^6$ m^2/s	$k \times 10^2$ W/m^2K	Pr	$\nu \times 10^6$ m^2/s	$k \times 10^2$ W/m^2K	Pr
200	0,155	67,20	0,90	0,157	67,60	0,90	0,158	68,00	0,89	0,158	68,4	0,89
220	0,146	65,60	0,86	0,146	66,20	0,85	0,147	66,60	0,85	0,147	67,1	0,80
240	0,138	63,60	0,83	0,138	64,30	0,83	0,140	65,00	0,82	0,140	65,5	0,81
260	0,132	61,20	0,84	0,133	62,00	0,82	0,133	62,80	0,81	0,134	63,4	0,80
280	0,128	58,20	0,87	0,128	59,20	0,84	0,129	60,10	0,83	0,130	61,1	0,81
300	0,126	54,40	0,95	0,126	55,80	0,90	0,127	57,00	0,87	0,127	58,2	0,80
320	0,423	7,37	1,61	0,124	51,50	1,02	0,124	53,10	0,95	0,124	54,5	0,91
340	0,504	6,90	1,43	0,122	46,10	1,34	0,122	48,20	1,13	0,122	50,1	1,00
360	0,577	6,75	1,32	0,330	9,23	1,79	0,120	41,00	1,92	0,120	44,3	1,30
380	0,639	6,73	1,23	0,386	8,44	1,51	0,247	12,40	2,15	0,121	30,1	5,60
400	0,695	6,82	1,15	0,431	8,12	1,34	0,293	10,60	1,66	0,201	15,0	2,40
420	0,753	6,94	1,10	0,476	8,00	1,23	0,332	9,65	1,43	0,242	12,7	1,70
440	0,809	7,12	1,05	0,516	8,00	1,16	0,368	9,29	1,30	0,275	11,3	1,46
460	0,868	7,30	1,02	0,558	8,09	1,10	0,401	9,14	1,20	0,307	10,6	1,33
480	0,928	7,51	1,00	0,599	8,22	1,06	0,436	9,13	1,14	0,337	10,3	1,23
500	0,988	7,73	0;98	0,643	8,39	1,03	0,469	9,19	1,09	0,365	10,2	1,16
520	1,050	7,97	0,96	0,684	8,58	1,00	0,503	9,30	1,05	0,394	10,2	1,10
540	1,113	8,21	0,94	0,720	8,79	0,98	0,537	9,46	1,02	0,423	10,2	1,06
560	1,177	8,44	0,94	0,754	9,00	0,96	0,572	9,64	0,99	0,451	10,3	1,02
580	1,242	8,70	0,92	0,817	9,23	0,94	0,606	9,83	0,97	0,480	10,5	1,00
600	1,309	8,95	0,91	0,863	9,48	0,92	0,641	10,05	0,95	0,509	10,7	0,97

Marcha de Cálculo da Primeira Superfície de Aquecimento do Superaquecedor

Passo	Parâmetro	Simb.	Unid.	Equação	Valor
1	Temperatura dos gases na entrada da superaquecedor	T_{ent}^{sup1}	^oC	Equação 16.66	
2	Entalpia dos gases na entrada do superaquecedor	I_{en}^{sup1}	KJ/kg	Do cálculo das entalpias	
3	Temperatura dos gases na saída do superaquecedor	T_{sai}^{sup1}	^oC	Equação 16.67	
4	Entalpia dos gases na saída do superaquecedor	I_{sai}^{sup1}	KJ/kg	Do cálculo das entalpias	
5	Coeficiente de retenção de calor	Φ	-	Do cálculo do balanço	
6	Calor fornecido ao fluido motor do balanço térmico	Q_{sup1}	KJ/kg	Equação 16.1	
7	Temperatura de saturação da água	T_{sat}	^oC	Do Aplicativo *Steam Table*	
8	Temperatura média logarítmica	Δt_{ln}	^oK	Equação 16.53	
9	Área de passagem dos gases	A_g	m^2	Equação 16.40	
10	Temperatura média dos gases	T_{gmed}	^oC	Slide 16.52	
11	Velocidade dos gases	w_g	m/s	Equação 16.38	
12	Número de Reynolds	Re		Equação 16.27	

13	Número de Prandtl	Pr		Equação 16.28 ou tabela	
14	Coeficiente de transferência de calor por convecção para fluxo cruzado em tubos em quincónio	h_{conv}	W/m^2k	Equação 16.31	
15	Fracção volúmica do vapor nos gases de combustão	r_{H2O}	-	Do cálculo estequiométrico	
16	Temperatura da parede poluída	t_p	^oC	Equação 16.48	
17	Espessura efectiva da camada irradiante	S	m	Equação 10.8	
18	Fracção volúmica dos gases triatómicos	r_{RO2}		Do cálculo estequiométrico	
19	Pressão parcial dos gases triatómicas	P	MPa	Admitido	0,1
20	Coeficiente de absorção radiante dos gases triatómicos	ky	1/mMpa	Equação 10.12	
21	Coeficiente de absorção radiante pelas cinzas	k_{cinz}	1/mMPa	Equação 10.13	
22	Concentração das partículas de cinza	μ_{cinz}	kg/kg	Estequiométrico	
23	Coeficiente de absorção radiante da fornalha	K	1/mMPa	Equação 10.10	
24	Vapor da espessura óptica do fluxo dos gases de combustão	KPS		Equação 10.9	
25	Emissividade do fluxo gasoso	ε_f	-	Equação 11.34	
26	Coeficiente da troca de calor por radiação	h_{rad}	W/m^2k	Equação 16.46	

27	Coeficiente combinado de transferência de calor dos gases á superfície de aquecimento	h_1	W/m^2K	Equação 16.25	
28	Coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos	h_2	W/m^2K	Equação 16.34	
29	Factor de eficácia	Ψ		Slide 16.23	
30	Coeficiente global da transferência de calor	U	W/m^2k	Equação 16.20	
31	Calor adquirido pela superfície de aquecimento pela transmissão de gases	Q	KJ/kg	Equação 16.10	
32	Verificação do erro dos cálculos	Erro	%	Equação 16.64	