

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR ROSANA VILLELA
SANTOS E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 15 / 10 / 1991
Leonardo Goldstein Jr
ORIENTADOR

DETERMINAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO LONGITUDINAL E
CIRCUNFERENCIAL DA TEMPERATURA DE PELE DE
TUBOS EM AQUECEDORES CILÍNDRICOS VERTICAIS

30/91

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECANICA

Tese de: MESTRADO

Titulo da Tese: DETERMINAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO LONGITUDINAL E
CIRCUNFERENCIAL DA TEMPERATURA DE PELE DE TUBOS EM
AQUECEDORES CILINDRICOS VERTICAIS.

Autor: ROSANA VILLELA SANTOS

Orientador: LEONARDO GOLDSTEIN JR.†

Aprovado por:

Leonardo Goldstein Jr.

Prof. Dr. Leonardo Goldstein Jr. , Presidente.

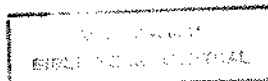
Carlos Altemani

Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani

Kamal Abdel Radi Ismail

Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

Campinas, 15 de outubro 1991



A Elce e Victor,
meus pais.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Leonardo Goldstein Jr pela orientação e incentivo.

Ao Engenheiro René Mundstock da PETROBRAS pela cessão dos dados experimentais utilizados neste trabalho.

Ao Rubens pela ajuda com o Software e o Hardware.

Ao Wilton pela confecção dos desenhos.

Ao Geraldo pela ajuda na montagem das figuras.

Aos novos amigos que fiz por aqui.

SUMÁRIO

Este trabalho propõe um método de obtenção da distribuição longitudinal e circunferencial da temperatura de pele de tubos internos à seção radiante de aquecedores cilíndricos verticais de líquidos e gases de processos, usados em refinarias de petróleo e na indústria petroquímica. São levadas em conta as variações longitudinal e circunferencial do fluxo de calor absorvido pelos tubos proveniente da queima de óleo e gás combustíveis. A troca de energia radiante entre a superfície interna do tubo e o gás de processo foi calculada pelo método das zonas de Hottel. As distribuições de temperatura de pele obtidas no caso de aquecimento do líquido foram comparadas com os resultados de métodos empíricos e teóricos tradicionais adotados para fins de especificação.

Desenvolveu-se também um método de verificação de aquecedores de gases de processos a partir do conhecimento do comprimento da chama e de seu padrão de liberação de energia. A distribuição do fluxo de calor absorvido pelos tubos ao longo do aquecedor foi calculada através de um modelo de escoamento pistonado na cavidade do forno. Os resultados foram comparados com dados experimentais disponíveis.

ABSTRACT

A method is proposed for predicting the longitudinal and circumferential skin temperature distribution on the tube wall of a vertical-cylindrical fired heater, processing liquid or gas.

This kind of heater is standard equipment used in petroleum refineries and similar industrial plants.

The longitudinal and circumferential distribution of heat flux coming from the fuel combustion within the furnace chamber and which was absorbed by the tubes, were accounted for. The radiative heat transfer between the process gas and the inside surface of the tube wall was considered by application of Hottel's zone method. Results obtained when heating liquids were compared with temperatures determined from available empirical and traditional theoretical methods, usually applied to specify tube materials.

A rating procedure was also developed for a fired heater, based on the a priori knowledge of the flame length and its heat release pattern. The heat flux which was absorbed by the tube was determined in this case by applying a methodology based on Lobo's method, assuming that the gas flow inside the heater radiative section has plug flow pattern. Results were compared with available experimental data.

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	iii
SUMÁRIO	iv
ABSTRACT	v
ÍNDICE	vi
NOMENCLATURA	ix
LISTA DE FIGURAS	xx
LISTA DE TABELAS	xxvii
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE PELE	9
2.1 - Introdução	9
2.2 - Formulação Matemática	9
2.3 - Desenvolvimento dos Termos apresentados nos Balanços de Energia	19
2.3.1 - Determinação da Distribuição Longitudinal e Circunferencial do Fluxo de Calor Radiante e Convectivo Absorvido na Superfície Externa do Tubo	19
a) Determinação da Distribuição Longitudinal	19
b) Determinação da Distribuição Circunferencial	23
2.3.2 - Determinação do Fluxo de Calor Convectivo Interno ao Tubo	40
a) Efeito da Variação Longitudinal do Fluxo de Calor	40
b) Efeito do Comprimento Térmico de Entrada	44
c) Efeito da Variação Circunferen- cial do Fluxo de Calor	47

2.3.3 - Determinação do Fluxo de Calor Radiante Interno ao Tubo. Caso de Aquecimento de Líquido	50
CAPÍTULO 3 - VERIFICAÇÃO DE AQUECEDORES DE FLUIDOS DE PROCESSO	66
3.1 - Introdução	66
3.2 - Cálculo da Distribuição Longitudinal do Fluxo de Calor Radiante e Convectivo Absorvido pelos Tubos	67
3.2.1 - Introdução	67
3.2.2 - Balanço de Energia em Câmaras Isotérmicas	68
3.2.3 - Balanço de Energia em Câmaras Não-isotérmicas	75
3.3 - Sistemática do Método de Verificação	77
CAPÍTULO 4 - APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	83
4.1 - Análise das Distribuições de Temperatura de Pele	83
4.1.1 - Caso de Aquecimento de líquido	84
4.1.2 - Caso de Aquecimento de Gás	94
4.2 - Verificação de Aquecedores	98
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	107
APÊNDICE A - CONDIÇÕES DE PROCESSO FORNECIDAS PELA PETROBRAS	109
APÊNDICE B - DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DOS BALANÇOS DE ENERGIA	116
APÊNDICE C - OBTENÇÃO DO MODELO DE GÁS REAL PARA O GÁS DE PROCESSO	121
APÊNDICE D - OBTENÇÃO DAS PROPRIEDADES RADIANTES DO GÁS DE COMBUSTÃO	125
APÊNDICE E - OBTENÇÃO DAS ÁREAS DE TROCA DIRETA	129

APENDICE F - FUNÇÕES CIRCUNFERENCIAIS DE TEMPERATURA	143
APENDICE G - PROGRAMAS	145
REFERENCIAS	196

NOMENCLATURA

ag_k	pesos da série exponencial que descreve a emitância do gás
aa_k	pesos da série exponencial que descreve a absorptância do gás
A_{ep}	área plana equivalente
A_i	designação de uma superfície na seção 2.3.1 área de uma zona de superfície i na seção 2.3.3
A_n	área da superfície lateral externa de um elemento circunferencial de tubo
A_p	área plana equivalente a um tubo
A_r	área efetiva de refratário
A_s	área de superfície fria na cavidade do forno
A_{se}	área da superfície lateral externa do tubo
A_t	área total de refratários
B_{ci}, B_{ri} e B_{ce}	parâmetros definidos na discretização das equações dos balanços de energia no Apêndice B
B_i	radiosidade da superfície i
$\overline{cp}_f$	calor específico médio do fluido de processo

$\overline{cp}_{gc}$	calor específico médio dos gases de combustão
C	distância entre centros de tubos adjacentes
eb_{λ}	poder emissivo monocromático
E_g	poder emissivo de corpo negro do gás
E_s	poder emissivo de corpo negro da superfície
f	coeficiente de atrito
f_d	razão entre a radiação absorvida diretamente na superfície externa do tubo e a radiação que seria absorvida caso a fileira de tubos fosse considerada um plano de absorptância igual à absorptância da superfície externa do tubo
f_t	razão entre a radiação total (direta + re-radiada) absorvida diretamente na superfície externa do tubo e a radiação que seria absorvida caso a fileira de tubos fosse considerada um plano de absorptância igual à absorptância da superfície externa do tubo
$F(\theta)$	série de Fourier do tipo $\sum_{n=1}^{\infty} F_n(\theta)$, onde: $F_n(\theta) = a_n \cos n\theta + b_n \sin n\theta$
F_{rs}	fração da radiação emitida pelo refratário que é absorvida pelos tubos
F	fator de forma
$\overline{g_i g_j}$ e $\overline{g_i s_j}$	áreas de troca direta gás-gás e gás-superfície

G'	razão entre a descarga dos gases de combustão e o consumo de combustível
G_o e G_n	funções circunferenciais de temperatura
$\overline{G_i G_j}$ e $\overline{G_i S_j}$	áreas de troca total gás-gás e gás-superfície
$\overrightarrow{G_i G_j}$ e $\overrightarrow{G_i S_j}$	áreas de fluxo direcionado gás-gás e gás-superfície
$(\overrightarrow{GS})_b$ e $(\overleftarrow{GS})_b$	áreas de fluxo direto gás-superfície e superfície-gás para superfície negra
G_θ	razão entre o fluxo de calor radiante interno líquido no elemento circunferencial e o fluxo de calor total absorvido pelo gás no elemento longitudinal, igual a $q_{ri}(\theta)/q_{wt}$
h_c	coeficiente de película entre a superfície interna do tubo e o fluido de processo
h_{ce}	coeficiente de película entre os gases de combustão e a superfície externa dos tubos
h_r	coeficiente radiante, igual a $4F\sigma T_l^3$ na seção 2.2 coeficiente de película entre os gases de combustão e as superfícies refratárias na seção 3.2.2
k	opacidade do gás no Apêndice D variável auxiliar de integração no Apêndice E
H_{ce}	parâmetro adimensional = $\left[\frac{h_c r_e}{k} \right] \left[\frac{r}{t} \right]$
H_{ci}	parâmetro adimensional = $\left[\frac{h_c r_i}{k} \right] \left[\frac{r}{t} \right]$

H_{ri}	parâmetro adimensional = $\left(\frac{h_r r_i}{k} \right) \left(\frac{r}{t} \right)$
H_i	irradiação para a superfície i
α	coeficiente de absorção do meio gasoso
I	intensidade de radiação
k	condutividade térmica do material do tubo
K	fator de correção no número de Nusselt definido nas equações (2.74) e (2.75)
L	comprimento do tubo na seção 2.3.2 comprimento do raio de emissão do gás na seção 2.3.3 e no Apêndice C altura da cavidade cilíndrica no Apêndice E
L_c	comprimento da chama
$\dot{m}_c$	consumo de combustível
$\dot{m}_f$	descarga do fluido de processo
$\dot{m}_{gc}$	descarga dos gases de combustão
nt	número de elementos circunferenciais de tubo
N	número de tubos
p	parâmetro de discretização das equações do balanço de energia no tempo, Apêndice B
pci	poder calorífico inferior do combustível

P	pressão do gás
$dQ_{dA_j-dA_i}$	taxa de energia radiante que deixa um área infinitesimal dA_j e alcança uma área infinitesimal dA_i
q_0	fluxo de calor médio
$q(z, Lc)$	liberação de energia pela chama segundo Roesler, equação (3.17)
$q(\theta)$	fluxo de calor local
qw_{ct}	parcela convectiva do fluxo de calor total absorvido pelo fluido de processo no elemento longitudinal de tubo
$q_{ri}(\theta)$	distribuição circunferencial do fluxo de calor radiante líquido na superfície interna do elemento longitudinal de tubo
$qw_c(\theta)$	distribuição circunferencial do fluxo de calor convectivo absorvido na superfície externa do tubo
$qw_r(\theta)$	distribuição circunferencial do fluxo de calor radiante absorvido na superfície externa do tubo
qw_t	fluxo de calor total absorvido pelo líquido no elemento longitudinal de tubo
qw_{rt}	parcela radiante do fluxo de calor total absorvido pelo fluido de processo no elemento longitudinal de tubo
$\alpha(\theta)$	taxa de calor transferido por condução circunferencialmente na parede do tubo
Q_A	calor sensível do ar de combustão

Q_D	taxa radiante proveniente da cavidade do forno e absorvida diretamente por metade de tubo de comprimento unitário
Q_F	taxa de calor liberada na queima do combustível
Q_G	calor sensível dos gases de combustão que deixam a seção radiante
Q_L	taxa de energia radiante líquida na zona de superfície 1
Q_R	calor sensível do gás de combustão na seção 3.2.2 taxa radiante refletida pelo refratário e absorvida por metade de um tubo de comprimento unitário na seção 2.3.1
Q_S	calor sensível do vapor de atomização do combustível
Q_T	taxa radiante total (direta + re-radiada) absorvida por metade de um tubo de comprimento unitário na seção 2.3.1 carga térmica do processo na seção radiante, igual a taxa de calor absorvida pelos tubos na seção 3.2.2
Q_U	taxa radiante proveniente da cavidade do forno e absorvida por um plano de comprimento unitário de absorptância igual à absorptância da superfície do tubo
Q_V	perda de calor através das paredes do forno
Q_W	taxa de calor total absorvida pelo fluido de processo no elemento longitudinal de tubo
Q_{W_c}	parcela convectiva da taxa de calor total absorvida pelo fluido de processo no elemento longitudinal de tubo

Q_{w_r}	parcela radiante da taxa de calor total absorvida pelo fluido de processo no elemento longitudinal de tubo
r	raio médio do tubo
r_e	raio externo do tubo
r_i	raio interno do tubo
r_l	raio do cilindro imaginário de líquido
R	raio do hemisfério na seção 2.3.1 raio da cavidade cilíndrica no Apêndice E
$\overline{s_i s_j}$ e $\overline{s_i g_j}$	áreas de troca direta superfície-superfície e superfície-gás
S ou S_{ji}	trajeto entre duas áreas diferenciais i e j que trocam energia radiante
$\overline{S_i S_j}$ e $\overline{S_i G_j}$	áreas de troca total superfície-superfície e superfície-gás
$\overrightarrow{S_i S_j}$ e $\overrightarrow{S_i G_j}$	áreas de fluxo direcionado superfície-superfície e superfície-gás
t	espessura da parede do tubo
t^*	tempo
$T(\theta)$	distribuição circunferencial de temperatura no elemento longitudinal de tubo

T_f	temperatura de mistura do fluido de processo no elemento longitudinal de tubo ($f=l$ líquido de processo, $f=g$ gás de processo)
T_f^e	temperatura de entrada do fluido de processo no elemento longitudinal de tubo
T_f^s	temperatura de saída do fluido de processo do elemento longitudinal de tubo
T_{gc}	temperatura dos gases de combustão
T_s	temperatura da superfície
$\bar{T}_n$	temperatura média do n -ésimo elemento longitudinal de tubo.
$T_{n,i}$	temperatura do i -ésimo elemento circunferencial do n -ésimo elemento longitudinal de tubo
U	parâmetro adimensional de temperatura
V_i	volume da zona gasosa i
x_n	relação entre a taxa radiante total absorvida por um elemento n da circunferência do tubo e a taxa radiante total absorvida pelo tubo
x_P e y_P	coordenadas de um ponto P na superfície externa do tubo
x_θ	razão entre o fluxo radiante local absorvido e a parcela radiante do fluxo de calor total absorvido pelo fluido no elemento longitudinal, igual a $q_{w_r}(\theta)/q_{w_{rt}}$
x_n	o mesmo que x_θ

z	variável auxiliar na seção 2.3.1
	coordenada na direção da altura do forno na seção 3.2.3

Símbolos Gregos

α_i	absortância total hemisférica da superfície do tubo na seção 2.3.1
	absortância da zona de superfície 1 na seção 2.3.3
α_{gs}	absortância do meio gasoso para a radiação proveiniente de uma superfície
α_g^*	absortância composta do gás definida na equação (3.10c)
β	ângulo de cone
γ	ângulo de azimuth
δ	razão entre a parcela convectiva e a parcela radiante do fluxo de calor total absorvido pelo elemento longitudinal de tubo, igual a $q_{w_{ct}}/q_{w_{rt}}$
Δz	altura de um elemento longitudinal de tubo
ϵ_g	emitância do meio gasoso
ϵ_g^*	emitância composta do gás definida na equação (3.10b)
ϵ_i	emitância da zona de superfície 1
ϵ_l	emitância da superfície do cilindro imaginário de líquido

ϵ_s	emitância da superfície
ϵ_i	emitância da superfície interna do tubo
η	eficiência do aquecedor
θ	coordenada angular
θ_i	coordenada angular de um ponto da superfície externa do tubo a partir do qual a radiação direta é totalmente obstruída pelo tubo vizinho (Figura (2.11))
λ	comprimento de onda da radiação
λ_e	comprimento da superfície externa do elemento circunferencial de tubo
λ_m	comprimento médio do elemento circunferencial de tubo
λ_i	comprimento da superfície interna do elemento circunferencial de tubo
μ	viscosidade
ρ_i	refletância da zona de superfície i
σ	constante de Stefan-Boltzmann
τ	transmitância do meio gasoso
φ	ângulo definido na Figura (2.4)
ϕ	fluxo de energia radiante que deixa uma superfície para o espaço hemisférico sobre a superfície

$\phi_{\theta D}$	fluxo de energia radiante proveniente da cavidade do forno e absorvida diretamente por um elemento da superfície do tubo de coordenada angular θ
$\phi_{\theta R}$	fluxo de energia radiante refletida pelo refratário e absorvida por um elemento da superfície do tubo de coordenada angular θ
ψ	Ângulo definido na Figura (2.4)
ω	Ângulo sólido

LISTA DE FIGURAS

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
1.1	Seção transversal de um aquecedor vertical típico.	1
2.1	Esquema de um tubo do aquecedor. a) Seção longitudinal; b) Corte radial e c) Balanço de energia.	10
2.2	Perfis de distribuição longitudinal do fluxo de calor.	20
2.3	Perfis de distribuição longitudinal das taxas de calor para os casos de carga mínima, normal e máxima. a) Chama de gás; b) Chama de óleo.	22
2.4	Detalhe da seção transversal do aquecedor.	23
2.5	Relações angulares da Figura (2.4).	26
2.6	Emissão de energia radiante por uma superfície numa dada direção.	27
2.7	Hemisfério sobre a superfície radiante	28
2.8	Detalhe da seção transversal do forno mostrando o Plano Radiante Fictício	29

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
2.9	Fator de Forma pelo Método das Cordas Cruzadas de Hottel.	31
2.10	Detalhe da Figura (2.8).	32
2.11	Determinação do ângulo θ_1 .	33
2.12	Divisão da superfície externa do tubo em elementos circunferenciais.	38
2.13	Razão dos números de Nusselt para fluxo de calor constante na parede e temperatura de parede constante para escoamento plenamente desenvolvido em duto circular.	41
2.14	Comprimento térmico de entrada para fluxo de calor uniforme na parede.	46
2.15	Números de Nusselt no comprimento térmico de entrada de um tubo circular, fluxo de calor constante.	46
2.16	Comparação dos resultados experimentais de Black e Sparrow com as análises teóricas de Reynolds, Sparrow e Lin e Görtner et al. a) Perfis adimensionais de temperatura da parede; b) Fluxos de calor adimensionais na parede e c) Números de Nusselt.	49

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
2.17	Troca de energia radiante entre um volume gasoso e uma superfície.	51
2.18	Troca de energia radiante entre duas superfícies.	53
2.19	Emissão de gás real.	59
2.20	Modelo de uma banda de emissão de um gás real.	59
2.21	Esquema da divisão da cavidade em zonas.	64
3.1	Esquema da divisão da cavidade do forno em fatias.	75
4.1	Perfis típicos de distribuição circunferencial de temperaturas para espaçamento entre tubos de 2 e 2,5 diâmetros. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Última passagem nos tubos; elemento de temperatura máxima. Queima de óleo.	85
4.2	Efeito da vazão do líquido de processo na distribuição da temperatura máxima dos tubos. Última passagem nos tubos. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. Queima de óleo.	86

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
4.3	Efeito do espaçamento entre tubos e do tipo de combustível na distribuição da temperatura máxima dos tubos. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. a) Queima de gás, b) queima de óleo.	87
4.4	Efeito da variação circunferencial do Número de Nusselt no cálculo da distribuição da temperatura máxima dos tubos. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. a) Queima de gás, b) queima de óleo.	88
4.5	Efeito da variação circunferencial do Número de Nusselt no cálculo da distribuição circunferencial da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Última passagem nos tubos. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. Queima de óleo.	89
4.6	Comparação dos métodos de cálculo da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2,0 diâmetros. a) Queima de gás; b) queima de óleo.	90

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
4.7	Comparação dos métodos de cálculo da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2,5 diâmetros. a) Queima de gás; b) queima de óleo.	91
4.8	Comparação dos métodos de cálculo da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 50400 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2,0 diâmetros. a) Queima de gás; b) queima de óleo.	92
4.9	Efeito da variação circunferencial do número de Nusselt no cálculo da distribuição da temperatura máxima dos tubos para os casos máximo e mínimo. Aquecimento de Gás. a) Queima de Gás; b) Queima de óleo.	95
4.10	Efeito da variação circunferencial do número de Nusselt no cálculo da distribuição circunferencial da temperatura da parede do tubo para os casos máximo e mínimo. Espaçamento entre tubos: 2,5 diâmetros. Queima de gás.	97
4.11	Distribuição longitudinal da taxa de absorção de calor pelos tubos para os casos a) Máximo, b) Normal e c) Mínimo. Comprimento da chama: 2,5m.	100

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
4.12	Distribuição longitudinal da temperatura máxima da parede dos tubos para os casos a) Máximo, b) Normal e c) Mínimo. Comprimento da chama: 2,5m.	101
B.1	Esquema da divisão da parede do tubo para discretização das equações adimensionalizadas dos balanços de energia.	116
E.1	Divisão da cavidade cilíndrica em zonas.	129
E.2	Representação da troca de energia radiante entre: a) Elementos diferenciais de superfície e b) Elementos diferenciais de volume e superfície.	131
E.3	Geometria da troca de energia radiante entre áreas diferenciais de duas zonas da superfície lateral da cavidade.	132
E.4	Representação da semelhança entre os triângulos ΔABC e ΔABD .	133
E.5	Representação dos ângulos ρ_i , β_i , β'_i e ψ_i no plano $x'y'z'$.	134
E.6	Esquema para obtenção do ângulo β'_i .	134
E.7	Geometria da troca de energia radiante entre uma área diferencial no topo e outra na base da cavidade cilíndrica.	138

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
E. 8	Fator de Forma entre discos paralelos.	140

LISTA DE TABELAS

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
4.1	Tabela comparativa de temperaturas	93
4.2	Comparação entre resultados teóricos e experimentais. Comprimento de Chama: 2,5m.	103
4.3	Desvios Percentuais entre os resultados teóricos e experimentais da Tabela (4.2).	104
4.4	Comparação entre resultados teóricos e experimentais. Comprimento de Chama: 3,0m.	105
4.5	Desvios Percentuais entre os resultados teóricos e experimentais da Tabela (4.4) para o Caso Normal.	106
A.1	Composição do Gás de Processo.	111
A.2	Composição do gás combustível.	113
C.1	Emitância do gás x distância.	122
C.2	Valores de a_{g_1} e a_{g_2} em função da Temperatura do Gás.	123
C.3	Valores de a_{s_1} e a_{s_2} em função da Temperatura da Superfície.	124

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
D.1	Coeficientes para cálculo da emitância de misturas de CO_2 e H_2O .	126
D.2	Coeficientes para cálculo da absorptância de misturas de CO_2 e H_2O .	128
F.1	Funções circunferenciais de temperatura.	143

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Os aquecedores de fluidos de processo são equipamentos térmicos empregados usualmente em refinarias de petróleo e na indústria petroquímica. A sua finalidade é fornecer a energia liberada pela queima do combustível a um fluido que escoa em serpentinas tubulares no seu interior, elevando a temperatura do fluido ao nível exigido pelo processo. Normalmente os tubos são dispostos ao longo das paredes e do teto da seção radiante, na qual o modo predominante de transferência de calor é a radiação térmica. A Figura (1.1) mostra a seção transversal de um aquecedor tubular vertical típico.

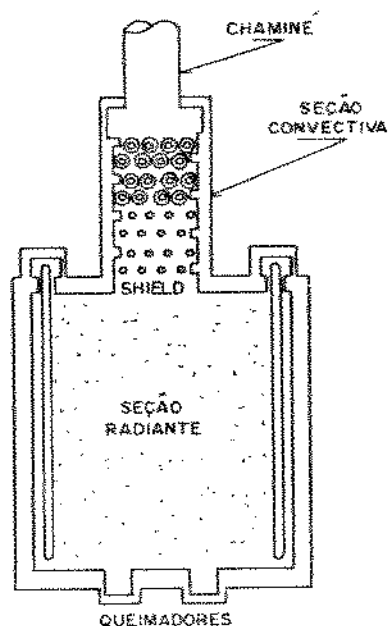


Figura 1.1 - Seção transversal de um aquecedor vertical típico

Os queimadores são localizados geralmente na base ou nas paredes laterais e a superfície interna é, na maioria das vezes,

totalmente recoberta por material refratário.

Com o propósito de recuperar a energia térmica residual dos gases de combustão, há a seção convectiva. Esta opera em níveis mais baixos de temperatura do que a seção radiante, mas o uso de tubos aletados permite uma recuperação satisfatória.

Estes fornos podem ter vários formatos e tamanhos, função do tipo de serviço para o qual são especificados. Os tubos podem ser dispostos horizontal ou verticalmente, em uma ou várias passagens dentro da cavidade do forno.

Diversos são os fatores que influenciam no projeto de um aquecedor; no entanto, acoplada a qualquer decisão de ordem técnica há sempre a questão econômica.

Os componentes mais importantes e muitas vezes os mais caros na instalação de aquecedores são os tubos e um dos fatores decisivos na seleção do material e na especificação da espessura da parede é a temperatura máxima nela alcançada, ou a temperatura máxima de pele, como é chamada na indústria. A ocorrência de níveis inadequados de temperatura pode ocasionar o superaquecimento da carga e até a queima do tubo. Entretanto, a determinação apenas da temperatura máxima pode não ser suficiente. A existência de gradientes de temperatura ao longo da serpentina pode ocasionar falhas estruturais não só nos tubos como também nos suportes.

Normalmente, as maiores temperaturas de pele dos tubos são encontradas na seção radiante dos fornos, pois nesta ocorrem temperaturas mais elevadas do que na seção convectiva.

A maioria dos métodos disponíveis de determinação da temperatura de pele do tubo na seção radiante dos fornos são aplicados ao aquecimento de líquidos de processo, por serem os mais usuais na indústria. Estes métodos, entretanto, não levam em conta a variação do fluxo de calor absorvido ao longo dos tubos, trabalhando na maior parte as vezes com valores médios de fluxo de calor e, consequentemente, obtendo temperaturas de pele ou distribuições circunferenciais relativas a este fluxo.

Os métodos empíricos de Mekler e Fairall (1952) e de Wimpres (1963,1978) estimam que a temperatura de pele do tubo é a temperatura

média do líquido de processo na seção radiante acrescida de um ΔT , que é de 28°C (50°F), segundo Mekler e Fairall, e da ordem de 55°C (100°F), segundo Wimpess.

A Recomendação Prática 530 do American Petroleum Institute (API-RP-530) sugere que a temperatura máxima da parede do tubo em qualquer ponto da serpentina pode ser estimada pela soma da temperatura de mistura do fluido de processo naquele ponto com os gradientes locais de temperatura através da película interna, da incrustação interna e da parede do tubo.

Conforme o recomendado, a escolha do ponto considerado crítico, portanto onde o cálculo deve ser efetuado, é função da distribuição do líquido de processo ao longo da serpentina. Deste modo, entende-se que o cálculo deve ser efetuado à saída da seção radiante, onde a temperatura do fluido de processo alcança seu valor mais elevado.

Na seção radiante do aquecedor, os gradientes de temperatura devem ser calculados para um fluxo de calor máximo, obtido a partir da correção do fluxo de calor médio por três fatores. O primeiro fator leva em conta a não-uniformidade na distribuição circunferencial do fluxo de calor ao redor dos tubos devido ao arranjo geométrico destes na cavidade. O segundo fator corrige o fluxo médio para as variações longitudinais do fluxo de calor e o terceiro fator estima o desvio entre a temperatura média da parede do tubo, usada no projeto térmico da seção radiante do forno, e a temperatura da parede do tubo no local considerado para cálculo da temperatura máxima.

Este método é predominantemente empírico e exige experiência do projetista na determinação dos fatores de correção, que variam dentro de uma faixa de valores.

Talmor (1982) segue a mesma linha proposta pela API-RP-530 no que se refere ao cálculo dos gradientes de temperatura; a determinação da localização e da magnitude do fluxo de calor máximo incidente nos tubos é feita, no entanto, segundo metodologia própria. A limitação deste método é que ele considera apenas a radiação direta proveniente da chama. Nenhuma alusão é feita à re-radiação pelos refratários ou à troca de energia por convecção entre os gases de combustão e a parede dos tubos. Ele é válido somente na região onde existe a chama e nem

sempre a temperatura de pele alcança seu valor máximo nesta região.

Doll-Steinberg (1957) calculou teoricamente a distribuição circunferencial do fluxo de calor radiante absorvido ao redor do tubo, considerando a influência dos tubos adjacentes e a re-radiação pelos refratários. Ele obteve expressão analítica da razão entre os fluxos de calor radiante local e total absorvidos caso a fileira de tubos fosse considerada um plano de mesmo comprimento que os tubos e de mesma absorvância que a superfície dos tubos. A partir da distribuição circunferencial do fluxo de calor radiante externo, Doll-Steinberg obteve a temperatura máxima da parede do tubo para fins de projeto, levando em consideração a condução circunferencial na parede do tubo e a convecção interna. A aplicação deste método requer como dado o fluxo radiante médio na cavidade do forno.

Ungar e Mekler (1960) também propuseram um método de obtenção da distribuição circunferencial da temperatura da parede do tubo. Ele consiste inicialmente na divisão da parede do tubo em elementos circunferenciais diferenciais. Cada elemento é sujeito a um balanço de energia que leva em conta a condução circunferencial, a convecção interna e uma distribuição circunferencial pré-determinada na superfície externa do tubo.

Segundo os autores, a temperatura da parede do tubo para fins de projeto não é a temperatura máxima calculada pelo método, e sim uma temperatura média da superfície do tubo correspondente ao arco de 80° mais quente, acrescida do gradiente de temperatura através da espessura média da parede do tubo.

A diferença básica entre as proposições de Doll-Steinberg e Ungar e Mekler é que esta exige como dada a distribuição circunferencial do fluxo de calor radiante absorvido na superfície externa do tubo. Nenhum dos dois métodos considera a convecção na superfície externa dos tubos.

Como o método de Doll-Steinberg, o trabalho de Ungar e Mekler também supõe conhecido o fluxo de calor radiante médio na seção radiante do forno e nenhum deles considera a variação longitudinal do fluxo de calor.

Para a análise do aquecimento de gases participantes os

trabalhos disponíveis não descrevem metodologias específicas, havendo apenas métodos teóricos gerais, não aplicáveis apenas ao dimensionamento de fornos.

Vários são os métodos com o potencial de aplicação ao problema da troca de energia radiante e convectiva entre um gás participante e a parede do tubo no qual ele escoar. O método mais desenvolvido em termos de aplicação prática, e que é utilizado neste trabalho e nos demais citados a seguir, é o Método das Zonas desenvolvido por Hottel e colaboradores (1958,1965,1967).

Nakra e Smith (1977) estudaram o problema da troca de energia radiante e convectiva no escoamento pistonado ("plug flow") de um gás participante em tubo circular de superfície negra a temperatura constante. O gás considerado é uma mistura equimolar de CO_2 e H_2O e suas propriedades radiantes foram representadas pela soma ponderada de gases cinzas proposta por Hottel (1954,1967). Assumiu-se que o processo é isobárico e que o gás tem composição e calor específico constantes. Não se levou em conta a condução axial no gás e a espessura da parede do tubo, e considerou-se que o coeficiente de película permanece constante ao longo do escoamento. O sistema tubo-gás foi dividido em discos, cada qual formado por uma zona de volume cilíndrica e uma zona de superfície em forma de anel.

Clausen e Smith (1979) estudaram o mesmo sistema anterior, alterando a condição de contorno na superfície do tubo, que passa a ser a de fluxo de calor constante; é considerada a variação longitudinal do coeficiente de película. Neste trabalho, devido ao tipo de divisão das zonas, obtém-se somente o perfil longitudinal de temperatura da superfície do tubo e do gás.

A obtenção da distribuição longitudinal de temperatura de pele do tubo depende da determinação do perfil longitudinal do fluxo de calor dentro da cavidade do forno.

Medidas experimentais de perfis longitudinais do fluxo de calor em escala real são escassas na literatura, podendo-se salientar apenas os trabalhos de van Rossum, Nieuwenhuizen e Witvliet (1989) e de Hoogendoorn, Ballintijn e Dorresteyn (1970). Para fornos protótipos

ressaltam-se os trabalhos de Wu e Fricker (1971) e de Steward, Osuwan e Picot (1973), ambos relativos a fornos cilíndricos verticais.

Os modelos de análise da transferência de calor em fornos, do ponto de vista do equipamento como um todo, e não do que está ocorrendo apenas em seus tubos internos, podem ser divididos, conforme a complexidade, em três categorias: modelos câmara isotérmica, modelos de escoamento pistonado ("plug flow") e modelos multi-dimensionais.

O mais simples deles é o modelo da câmara isotérmica. Nesta aproximação não se leva em conta a variação de qualquer parâmetro com a posição dentro da cavidade do forno. O produto da combustão é considerado um gás cinza de temperatura uniforme e as temperaturas da parede dos tubos e das superfícies refratárias também são consideradas constantes.

A descrição mais importante desse modelo, que é referência da maioria dos trabalhos subsequentes, é o artigo de Lobo e Evans (1939). Neste trabalho assumiu-se empiricamente que a temperatura de equilíbrio dos produtos da combustão na seção radiante do forno é igual à de saída destes gases. Hottel (1954,1967) reformulou este modelo admitindo um Δ , também empírico, entre a temperatura de equilíbrio e a temperatura de saída dos gases de combustão. Os trabalhos posteriores de Mekler e Fairall (1952), Wimpres (1963,1978) e Berman (1978) para fornos tubulares, baseiam-se inteiramente em Lobo e Evans.

Os modelos de escoamento pistonado se caracterizam por considerarem a dependência da temperatura dos gases de combustão e das superfícies frias da cavidade do forno unicamente com a posição ao longo do escoamento. Esta dependência pode ser considerada admitindo-se que a cavidade do forno é composta por uma série de câmaras isotérmicas (Lobo (1974)). Este modelo tem apresentado boa concordância com modelos mais refinados, como o Método das Zonas de Hottel, por exemplo, e seu grande mérito é a simplicidade de aplicação (Nevskii, Kolosova, Glezer, Chukanova e Biryukova (1969), Scholand (1983) e Martins e Goldstein (1989)).

Scholand, classificou os métodos multi-dimensionais diretamente aplicados ao cálculo da transferência de energia radiante em fornos

tubulares em três tipos; método das zonas, métodos do fluxo e método de Monte Carlo. Com estes métodos tem-se o potencial de obter com maior exatidão os campos de fluxos e temperaturas dentro da cavidade do forno, as custas, entretanto, de um custo computacional considerável. Detalhes gerais acerca do método do fluxo e do método de Monte Carlo podem ser encontrados em Roesler (1967), Lihou (1977) e Vercammen e Froment (1980).

O presente trabalho foi desenvolvido com dois objetivos principais. O primeiro, o de propor e desenvolver uma metodologia de obtenção das distribuições longitudinal e circunferencial da temperatura da parede dos tubos internos de aquecedores cilíndricos verticais. Foram obtidas distribuições de temperatura para aquecimento de líquidos e de gases de processo, considerando um perfil longitudinal pré-determinado do fluxo de calor na seção radiante do forno.

Ao longo do escoamento, considerou-se a variação das propriedades de transporte e do coeficiente de película com a temperatura. As propriedades radiantes do gás de processo foram representadas pelo modelo da soma ponderada de gases cinzas.

Os perfis de distribuição da temperatura da parede do tubo obtidos para o caso de aquecimento de líquido foram comparados com os resultados dos métodos aplicáveis a líquido citados anteriormente. Cabe ressaltar que estes métodos não consideram a variação longitudinal da temperatura da parede do tubo.

No aquecimento do gás foi aplicado o método das zonas de Hottel para a determinação da troca de energia radiante entre o volume gasoso e a superfície interna do tubo. Para a aplicação deste método o sistema tubo-gás foi dividido em discos. Entretanto, de forma diferente das metodologias citadas anteriormente, a superfície do tubo foi dividida em cascas cilíndricas de ângulo de abertura de 30° , possibilitando não só a determinação de perfis longitudinais como de perfis circunferenciais de temperatura.

O segundo objetivo foi, dadas as condições de processo e

operação, propor e desenvolver um método de verificação térmica de aquecedores de gases de processo e comparar com os resultados obtidos com dados experimentais.

A troca de energia entre a parede do tubo e o gás de processo foi tratada da mesma forma descrita anteriormente. A distribuição do fluxo de calor absorvido ao longo da serpentina tubular foi determinada utilizando-se um modelo de escoamento pistonado na cavidade do forno.

O líquido de processo considerado é o gasóleo, aquecido em um forno cilíndrico vertical típico com altura útil de 6m, tubos de 5 polegadas de diâmetro nominal, arranjados verticalmente ao longo das paredes em várias passagens.

O gás de processo utilizado como referência é o Gás de Retortagem de Xisto, aquecido em um forno cilíndrico vertical de 6,5m de altura útil com tubos verticais dispostos ao longo das paredes do forno. Este gás, após passar por uma seção convectiva, entra num coletor na base do forno e distribui-se em 33 tubos de 60,3mm de diâmetro externo, tendo uma passagem única em escoamento ascendente, paralelo ao gás de combustão.

Tanto o aquecimento de líquido quanto o de gás se processam sem mudança de fase.

As dimensões dos aquecedores, a composição e propriedades dos fluido de processo e as condições de operação utilizadas neste estudo foram fornecidas pela PETROBRAS - Petróleo Brasileiro SA - e são descritas no Apêndice A.

CAPITULO 2

DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE PELE

2.1 - Introdução

Neste capítulo é apresentado um método de determinação da distribuição da temperatura de pele de tubos internos de aquecedores cilíndricos verticais de fluidos de processo. Este método requer como dado de entrada o fluxo de calor absorvido pela superfície externa dos tubos. Serão considerados os casos de aquecimento de líquidos e gases.

Este trabalho se restringe à análise do que ocorre na seção radiante dos aquecedores, onde são verificadas temperaturas mais altas de parede de tubos.

O sistema estudado consiste de um aquecedor cilíndrico vertical típico com tubos dispostos verticalmente em uma fileira a frente da parede de refratários e queimadores localizados na base.

Um tubo qualquer localizado na câmara de combustão estará sujeito a um fluxo de calor variável ao longo da altura e ao redor da circunferência.

2.2 - Formulação Matemática

O equacionamento desenvolvido a seguir é baseado no de Ungar e Mekler (1960), levando em conta não apenas o fluxo de calor radiante absorvido na superfície externa do tubo, mas também o fluxo de calor convectivo. Considerou-se a distribuição longitudinal desses fluxos bem como a distribuição circunferencial. Para o cálculo da troca de energia entre a superfície interna do tubo e o fluido de processo levou-se em conta, não só a convecção como também a radiação. Na análise da troca convectiva dentro do tubo estimou-se a variação

circunferencial e longitudinal do coeficiente de película.

A superfície externa do tubo é sujeita a um fluxo de calor total que varia em torno da circunferência e ao longo da altura. O fluido de processo escoa em regime permanente, turbulento e plenamente desenvolvido.

Para efeito desta análise, o tubo é dividido em elementos longitudinais de comprimento Δz (Figura 2.1a), igual a 0,25m; a condução longitudinal no tubo e no fluido não é levada em conta.

No domínio de um elemento longitudinal de tubo, são feitas as seguintes hipóteses:

- o fluxo de calor externo não varia na direção longitudinal, só na circunferencial;
- a temperatura de mistura do fluido é constante, e
- o coeficiente de película não varia longitudinalmente, podendo ou não variar circunferencialmente.

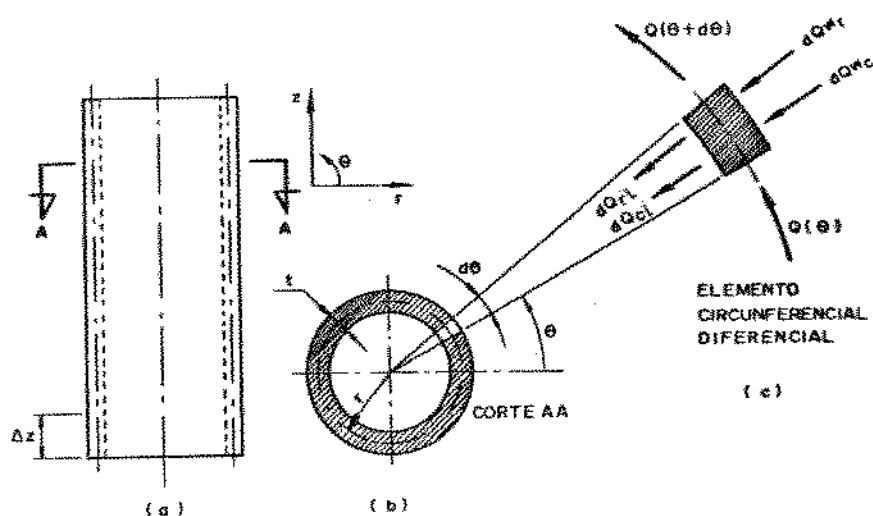


Figura 2.1 - Esquema de um tubo do aquecedor. a) Seção longitudinal; b) Corte radial e c) Balanço de energia.

O cálculo da temperatura de mistura do fluido em cada elemento longitudinal de tubo se dá através do seguinte balanço de energia:

$$Q_w = Q_{w_r} + Q_{w_c} = \dot{m}_f \overline{cp_f} (T_f^s - T_f^e) \quad (2.1)$$

onde:

Q_w : taxa de calor total absorvida pelo fluido de processo no elemento longitudinal de tubo, devida à radiação externa (Q_{w_r}) e à convecção externa (Q_{w_c});

$\dot{m}_f$: descarga do fluido de processo;

$\overline{cp_f}$: calor específico médio do fluido entre a temperatura de entrada (T_f^e) e a de saída (T_f^s) do fluido no elemento longitudinal de tubo:

$$\overline{cp_f} = \frac{\int_{T_f^e}^{T_f^s} cp_f dT}{T_f^s - T_f^e} \quad (2.2)$$

Assim, a temperatura de saída do fluido no elemento longitudinal é dada por:

$$T_f^s = \frac{Q_w}{\dot{m}_f \overline{cp_f}} + T_f^e \quad (2.3)$$

Uma vez que $\overline{cp_f}$ depende da temperatura de saída do fluido, esta equação deve ser resolvida iterativamente até que se convirja para um valor de T_f^s . A temperatura T_f^e é conhecida por corresponder a temperatura de saída do elemento imediatamente anterior. A temperatura de mistura do fluido no elemento é tomada como a média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída.

O elemento longitudinal de tubo pode ser dividido em elementos diferenciais circunferenciais de ângulo $d\theta$, de temperatura constante, sujeitos às taxas diferenciais de calor descritas na Figura (2.1c). A temperatura de cada elemento circunferencial, desprezando-se a

resistência térmica condutiva radial no tubo e no fluido, é função da:

- radiação externa;
- convecção externa;
- convecção para o fluido dentro do tubo;
- radiação para o fluido e para as superfícies dos demais elementos circunferenciais;
- condução entre dois elementos circunferenciais adjacentes.

Os efeitos de curvatura podem ser negligenciados se a espessura da parede t é pequena comparada ao raio médio r do tubo. Segundo Ungar e Mekler, isto é permissível para tubos cuja razão r/t é maior que 5.

A taxa de calor radiante absorvido na superfície externa de um elemento diferencial circunferencial é dada por:

$$dQ_{w_r} = q_{w_r}(\theta) r_o d\theta \Delta z \quad (2.4)$$

onde $q_{w_r}(\theta)$ é a distribuição circunferencial do fluxo de calor radiante absorvido na superfície externa do tubo e r_o é o raio externo do tubo.

Analogamente, a taxa de calor convectivo absorvido na superfície externa do elemento circunferencial é dada por:

$$dQ_{w_c} = q_{w_c}(\theta) r_o d\theta \Delta z \quad (2.5)$$

onde $q_{w_c}(\theta)$ é a distribuição circunferencial do fluxo de calor convectivo absorvido na superfície externa do tubo.

A troca de calor entre o tubo e o fluido que escoia em seu interior também se dá por convecção e radiação.

A parcela convectiva pode ser expressa da seguinte forma:

$$dQ_{ci} = h_c [T(\theta) - T_f] r_i d\theta \Delta z \quad (2.6)$$

onde:

$T(\theta)$: distribuição circunferencial de temperatura no elemento longitudinal de tubo;

T_f : temperatura de mistura do fluido no elemento longitudinal e

h_c : coeficiente de película entre a superfície interna do tubo e o fluido que escoia em seu interior.

A taxa radiante interna é dada por:

$$dQ_{ri} = q_{ri}(\theta) r_i d\theta \Delta z \quad (2.7)$$

onde $q_{ri}(\theta)$ é a distribuição circunferencial do fluxo de calor radiante líquido na superfície interna do elemento longitudinal de tubo.

De acordo com a Lei de Fourier para condução em regime permanente, a taxa de transferência de calor através de um plano radial na direção do crescimento de θ é dada por:

$$Q(\theta) = -k t \Delta z \frac{dT}{r d\theta}(\theta) \quad (2.8)$$

onde k é a condutividade térmica do material do tubo e r o raio médio do tubo.

A taxa de transferência de calor em $(\theta + d\theta)$ é:

$$Q(\theta + d\theta) = -k t \Delta z \left[\frac{dT}{r d\theta}(\theta) + \frac{d^2T}{r^2 d\theta^2}(\theta) r d\theta \right] \quad (2.9)$$

Fazendo-se um balanço de energia no elemento em regime permanente, obtém-se:

$$dQ_w_r(\theta) + dQ_w_c(\theta) + Q(\theta) = Q(\theta + d\theta) + dQ_{ri}(\theta) + dQ_{ci}(\theta) \quad (2.10)$$

Substituindo as equações (2.4) a (2.9) em (2.10) tem-se:

$$k t \frac{d^2 T}{r^2 d\theta^2}(\theta) - h_c [T(\theta) - T_f] \frac{r_i}{r} - q_{ri}(\theta) \frac{r_i}{r} + q_{wc}(\theta) \frac{r}{r} + q_{wr}(\theta) \frac{r}{r} = 0 \quad (2.11)$$

No sistema em questão o fluxo de calor incidente na superfície externa do tubo é simétrico em relação a $\theta=0$, determinando as seguintes condições de contorno para a equação (2.11):

$$\left. \frac{dT}{d\theta}(\theta) \right|_{\theta=0} = 0 \quad \text{e} \quad \left. \frac{dT}{d\theta}(\theta) \right|_{\theta=\pi} = 0 \quad (2.12)$$

Para o caso do aquecimento de líquido, a fração radiante da troca de calor entre a superfície interna do tubo e o líquido foi considerada através da introdução de um modelo simplificado de radiação onde o líquido contido no elemento foi admitido como um cilindro concêntrico ao tubo (Budde et al. (1978)). A troca de calor radiante entre as superfícies cilíndricas é dada por:

$$dQ_{ri} = q_{ri}(\theta) r_i d\theta \Delta z$$

onde:

$$q_{ri}(\theta) = \frac{\sigma [T^4(\theta) - T_l^4]}{\frac{1}{\epsilon_l} + \left[\frac{1}{\epsilon_i} - 1 \right] \left[\frac{r_i}{r} \right]} \quad (2.13)$$

e T_l é a temperatura de mistura do líquido no elemento longitudinal de tubo.

Alternativamente:

$$q_{ri}(\theta) = F \sigma [T^4(\theta) - T_l^4] ,$$

onde:

$$F = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \left[\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 \right] \left[\frac{r_i}{r} \right]} \quad (2.14)$$

e

r_i : raio do cilindro de líquido;

r : raio médio do tubo;

ε_i : emitância da superfície interna do tubo e

ε_l : emitância da superfície do cilindro imaginário de líquido, considerada igual a 1,0.

Substituindo na equação (2.11) obtém-se:

$$k t \frac{d^2 T}{r^2 d\theta^2}(\theta) - h_c [T(\theta) - T_l] \frac{r_i}{r} - F \sigma [T^4(\theta) - T_l^4] \frac{r_i}{r} + q_{w_c}(\theta) \frac{r_e}{r} + q_{w_r}(\theta) \frac{r_e}{r} = 0 \quad (2.15)$$

A solução deste tipo de equação é complexa devido à não linearidade do termo radiante. A linearização do termo radiante, entretanto, não resulta em erro significativo, uma vez que a convecção é o modo predominante de troca de calor no interior dos tubos.

Expandindo o termo T^4 em uma série de Taylor em T_l e desprezando os termos de ordem 2 e maiores, tem-se:

$$T^4 \cong T_l^4 + 4 T_l^3 (T - T_l)$$

Substituindo na equação (2.15) vem:

$$k t \frac{d^2 T}{r^2 d\theta^2}(\theta) - h_c [T(\theta) - T_l] \frac{r_i}{r} - 4 F \sigma T_l^3 [T(\theta) - T_l] \frac{r_i}{r} + q_{w_c}(\theta) \frac{r_e}{r} + q_{w_r}(\theta) \frac{r_e}{r} = 0 \quad (2.16)$$

Denominando o termo $(4FoT_l^3)$ de coeficiente convectivo h_r e substituindo na equação (2.16) tem-se:

$$k t \frac{d^2 T}{r^2 d\theta^2} (\theta) - h_c [T(\theta) - T_l] \frac{r_i}{r} - h_r [T(\theta) - T_l] \frac{r_i}{r} + q_{w_c}(\theta) \frac{r_e}{r} + q_{w_r}(\theta) \frac{r_e}{r} = 0 \quad (2.17)$$

Introduzindo um parâmetro adimensional de temperatura definido por:

$$U = [T(\theta) - T_l] \frac{h_c}{q_{w_l}} \quad (2.18)$$

onde q_{w_l} é o fluxo de calor total absorvido pelo líquido no elemento longitudinal e assumindo-se que o fluxo de calor convectivo externo é uniforme ao redor da circunferência do tubo, a equação (2.17) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{d^2 U}{d\theta^2} - (H_{ci} + H_{ri}) U + \frac{H_{ce}}{1 + \delta} (X_\theta + \delta) = 0 \quad (2.19)$$

onde:

$$H_{ci} = \left(\frac{h_c r_i}{k} \right) \left(\frac{r}{t} \right) \quad (2.20)$$

$$H_{ri} = \left(\frac{h_r r_i}{k} \right) \left(\frac{r}{t} \right) \quad (2.21)$$

$$H_{ce} = \left(\frac{h_c r_e}{k} \right) \left(\frac{r}{t} \right) \quad (2.22)$$

O fluxo de calor total absorvido pelo fluido de processo q_{w_l} é a soma da parcela radiante $q_{w_{rl}}$ e da parcela convectiva $q_{w_{cl}}$. O parâmetro δ que aparece na equação adimensionalizada é a razão entre a parcela convectiva e a radiante, ou seja:

$$\delta = \frac{q_{w_{cl}}}{q_{w_{rl}}} \quad (2.23)$$

O parâmetro X_θ é a razão entre o fluxo radiante local absorvido e a parcela radiante do fluxo de calor total absorvido pelo fluido no elemento longitudinal:

$$X_\theta = \frac{q_w(\theta)}{q_{w_{rl}}} \quad (2.24)$$

As condições de contorno da equação adimensionalizada são:

$$\left. \frac{dU}{d\theta}(\theta) \right|_{\theta=0} = 0 \quad \text{e} \quad \left. \frac{dU}{d\theta}(\theta) \right|_{\theta=\pi} = 0 \quad (2.25)$$

Caso se considere a variação circunferencial do coeficiente de película, os parâmetros H_{ci} e H_{ce} são modificados para:

$$H_{ci}(\theta) = \left[\frac{h_c(\theta) r_i}{k} \right] \left[\frac{r}{t} \right] \quad (2.26)$$

$$H_{ce}(\theta) = \left[\frac{h_c(\theta) r_e}{k} \right] \left[\frac{r}{t} \right] \quad (2.27)$$

onde $h_c(\theta)$ é a distribuição circunferencial do coeficiente de película na superfície interna do elemento longitudinal de tubo.

A equação adimensionalizada toma então a seguinte forma:

$$\frac{d^2 U}{d\theta^2} - (H_{ci}(\theta) + H_{ce}) U + \frac{H_{ce}(\theta)}{1 + \delta} (X_\theta + \delta) = 0 \quad (2.28)$$

Para o caso do aquecimento de gás, a adimensionalização da equação da energia acompanha em linhas gerais o que foi feito para o líquido.

Partindo da equação (2.11), substituindo T_f por T_g por se

tratar de aquecimento de gás, vem:

$$k_t \frac{d^2 T}{r^2 d\theta^2} (\theta) - h_c [T(\theta) - T_g] \frac{r_i}{r} - q_{ri}(\theta) \frac{r_i}{r} + q_{wc}(\theta) \frac{r}{r} + q_{wr}(\theta) \frac{r}{r} = 0 \quad (2.29)$$

Introduzindo o mesmo parâmetro adimensional de temperatura do caso anterior:

$$U = [T(\theta) - T_g] \frac{h_c}{q_{wt}}$$

definido agora em termos da temperatura do gás T_g , tem-se a seguinte equação adimensionalizada:

$$\frac{d^2 U}{d\theta^2} - H_{ci} U - H_{ci} G_\theta + \frac{H_{ce}}{1 + \delta} (X_\theta + \delta) = 0 \quad (2.30)$$

A definição dos parâmetros H_{ci} , H_{ce} , X_θ e δ é a mesma adotada no caso de aquecimento de líquido.

O parâmetro G_θ é a razão entre o fluxo de calor radiante interno líquido no elemento circunferencial e o fluxo de calor total absorvido pelo gás no elemento longitudinal.

$$G_\theta = \frac{q_{ri}(\theta)}{q_{wt}} \quad (2.31)$$

A troca de energia radiante entre a superfície interna do tubo e o gás é calculada através do método das zonas de Hottel.

Neste método o elemento longitudinal de tubo de altura Δz é considerado como uma cavidade, ou seja, uma região fechada que contém o gás e é cercada por superfícies. As seções de entrada e saída do gás são superfícies imaginárias porosas para escoamento do gás e negras para efeito do cálculo da troca de calor. Uma explicação detalhada deste método e de como ele é utilizado neste caso é apresentada na seção 2.3.3.

A forma da equação adimensionalizada, caso se considere a variação circunferencial do coeficiente de película é:

$$\frac{d^2 U}{d\theta^2} - H_{ci}(\theta) U - H_{ci}(\theta) G_{\theta} + \frac{H_{ce}(\theta)}{1 + \delta} (X_{\theta} + \delta) = 0 \quad (2.32)$$

As condições de contorno da equações (2.30) e (2.32) são as mesmas do caso anterior.

2.3 - Desenvolvimento dos Termos apresentados nos Balanços de Energia

2.3.1- Determinação da Distribuição Longitudinal e Circunferencial do Fluxo de Calor Radiante e Convectivo Absorvido na Superfície Externa do Tubo.

O mecanismo predominante de transferência de calor na seção radiante de fornos é a radiação e a maior fonte de energia radiante são os produtos da combustão. As superfícies refratárias do forno também irradiam mas atuam como superfícies re-radiantes secundárias que, teoricamente, não absorvem calor radiante, apenas retransmitem aos tubos o calor recebido dos produtos da combustão.

A parcela do calor total transferido aos tubos referente à convecção é menos significativa que a radiação, porém não deve ser desprezada. A convecção se torna mais importante em fornos que operam a temperaturas mais baixas.

A determinação das taxas de calor absorvido pelas superfícies frias dos tubos pode ser efetuada através de métodos teóricos ou por medidas experimentais.

Nesta etapa, como citado anteriormente, a metodologia adotada considera como pré-determinada a distribuição longitudinal do fluxo de calor absorvido. A obtenção desta distribuição através de métodos teóricos é considerada no capítulo 3.

a) Determinação da Distribuição Longitudinal

Os perfis de distribuição longitudinal do fluxo de calor absorvido pelas superfícies dos tubos, considerados neste trabalho, foram obtidos por Hoogendoorn, Ballintjn e Dorresteijs (1970). Nesse artigo os autores confirmaram a existência de não uniformidades na distribuição do fluxo de calor absorvido ao redor dos tubos e ao longo das paredes verticais e horizontais do forno.

Hoogendoorn et al. obtiveram distribuições longitudinais do fluxo de calor tanto para chamas de óleo quanto para chamas de gás e observaram diferenças marcantes nos perfis, como pode ser visto na Figura (2.2).

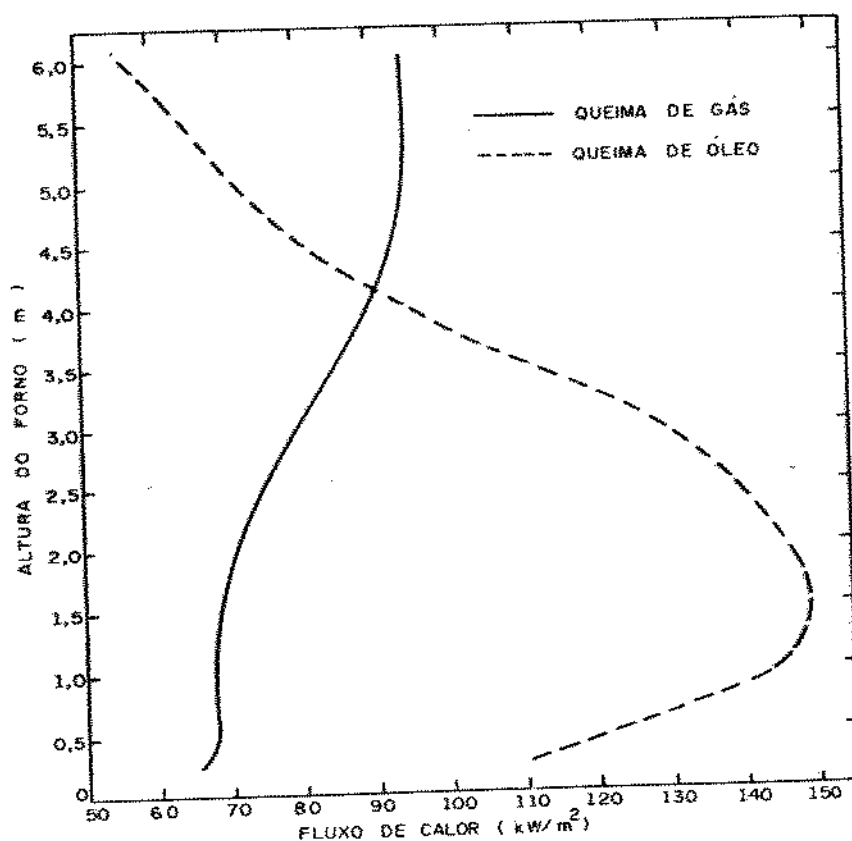


Figura (2.2) - Perfis de distribuição longitudinal do fluxo de calor.

Nota-se que quando há queima de óleo, o fluxo de calor máximo ocorre mais próximo ao queimador. Na queima de gás com o mesmo queimador a distribuição é mais uniforme e o fluxo de calor máximo ocorre numa posição mais distante do queimador.

As diferenças entre os perfis de fluxo de calor para a queima de gás e óleo são certamente devidas ao fato que as chamas fuliginosas de óleo têm uma emitância mais alta à saída do queimador, enquanto que a emitância das chamas de gás aumenta a montante do queimador com o aumento da formação de H_2O e CO_2 e com o aumento do diâmetro da chama.

O fluxo de calor convectivo, segundo os autores, varia em torno de 5 a 15% do fluxo radiante. Neste trabalho considerou-se um valor de 10%.

No caso de aquecimento de líquido, foram utilizados os valores de fluxo de calor apresentados por Hoogendoorn et al. aplicados à geometria do forno em estudo. No aquecimento de gás adotou-se a distribuição do fluxo e os valores utilizados foram considerados proporcionais à carga térmica do sistema, obtida a partir de dados de processo fornecidos pela PETROBRAS, para os casos de carga mínima, normal e máxima, conforme Figura (2.3).

Estas distribuições foram utilizadas neste trabalho como exemplos de distribuições típicas, de maneira a permitir a realização de uma análise quantitativa dos perfis de temperatura de pele dos tubos. Em fornos já existentes, a distribuição do fluxo de calor pode ser obtida experimentalmente através de fluxômetros de calor.

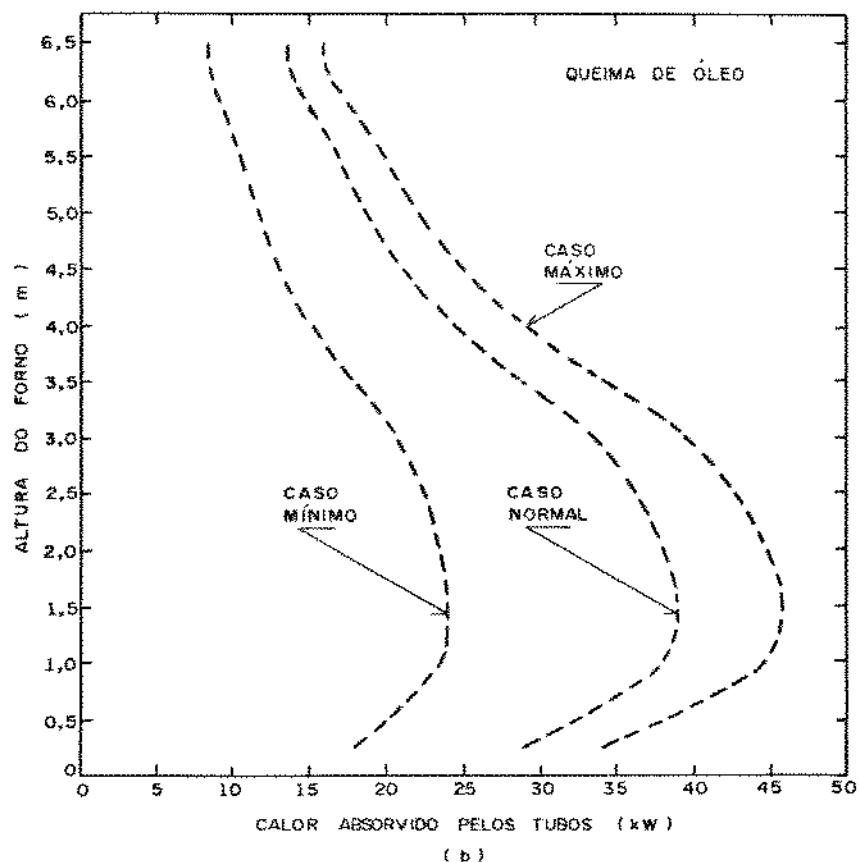
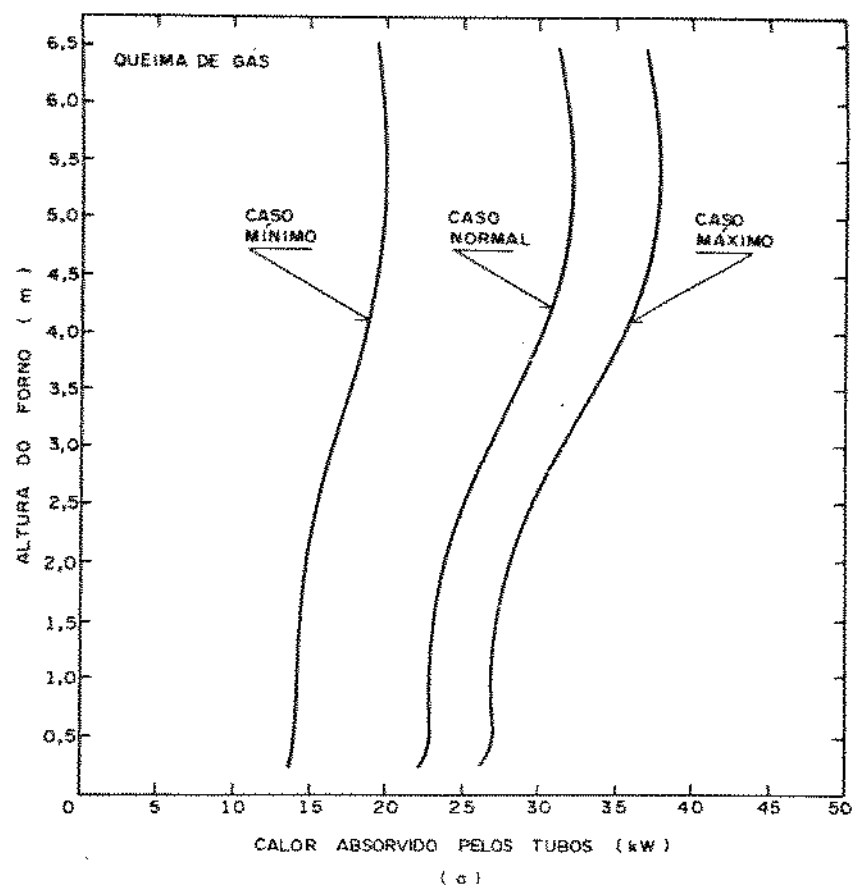


Figura (2.3) - Perfis de distribuição longitudinal das taxas de calor absorvido para os casos de carga mínima, normal e máxima. a) Chama de gás; b) chama de óleo.

b) Determinação da Distribuição Circunferencial

b.1) Introdução:

A não uniformidade na distribuição do fluxo de calor absorvido ao redor do tubo é devida principalmente à parcela radiante do fluxo de calor.

O calor total radiante absorvido por uma fileira única de tubos dispostos a frente de uma parede refratária é a somatória da radiação direta proveniente dos gases de combustão e da re-radiação das paredes refratárias. Esta re-radiação é uma fração da radiação direta que não foi absorvida pelos tubos.

A Figura (2.4) representa um detalhe da seção transversal de um aquecedor onde podem ser identificados dois tubos adjacentes, A e B, em frente a uma parede refratária. A intensidade de radiação absorvida na superfície externa do tubo é máxima no ponto voltado para a cavidade do forno e vai variando em torno de sua circunferência. A forma desta variação depende:

- do espaçamento entre os tubos;
- do número de fileiras de tubos;
- da natureza da superfície dos tubos.

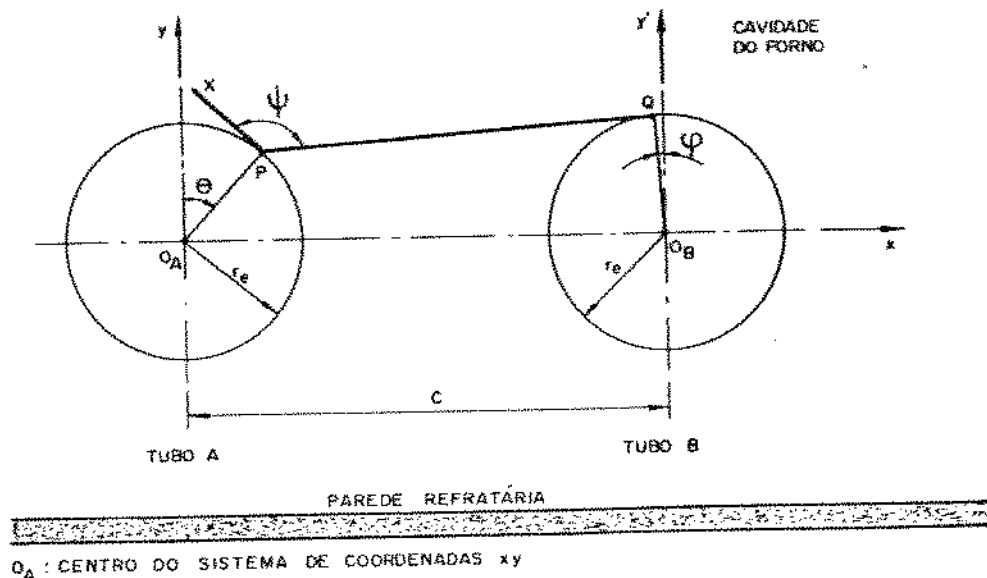


Figura (2.4) - Detalhe da seção transversal do aquecedor.

Para a determinação desta variação Mekler e Fairall (1952) e Doll-Steinberg (1957) desenvolveram métodos semelhantes, que permitem o cálculo de valores relativos do fluxo de calor local absorvido ao redor da circunferência dos tubos. Os autores, entretanto, adotaram sistemáticas diferentes. Mekler e Fairall obtiveram os perfis adimensionais da variação circunferencial por meio da aplicação de um método gráfico e Doll-Steinberg através de um método analítico. O trabalho de Doll-Steinberg serviu de base para o tratamento desenvolvido neste estudo.

Na avaliação do calor radiante absorvido pelos tubos algumas hipóteses simplificadoras foram necessárias:

- A superfície dos tubos do aquecedor, os produtos de combustão e a parede refratária trocam calor radiante como se fossem planos paralelos infinitos cuja distância é pequena comparada às suas dimensões. Segundo Mekler e Fairall esta hipótese é válida para aquecedores cilíndricos com diâmetro mais do que 12 vezes maior que o diâmetro dos tubos.
- Todas as superfícies, inclusive o plano radiante fictício formado pelos produtos da combustão, são consideradas perfeitamente difusas⁽¹⁾. O plano radiante e a superfície refratária atuam hipoteticamente como corpos negros e a superfície dos tubos como corpos cinzas⁽²⁾.

⁽¹⁾ Superfícies perfeitamente difusas são aquelas que emitem e refletem com uma intensidade independente do ângulo de emissão ou reflexão, ou seja, emitem e refletem igualmente em todas as direções. Muitas superfícies encontradas na prática de engenharia podem ser aproximadas por este modelo. Tais superfícies são não-metálicas ou de metal oxidado, e são normalmente rugosas.

⁽²⁾ Corpos cinzas são superfícies cujas emitâncias e absorptâncias monocromáticas hemisféricas independem do comprimento de onda λ . No equilíbrio térmico a emitância total hemisférica é admitida igual à absorptância total hemisférica.

- O efeito da variação da temperatura da superfície dos tubos, dos refratários e dos produtos da combustão sobre a distribuição do fluxo de calor radiante em torno da circunferência do tubo costuma não ser considerado. Mekler e Fairall afirmam que na maioria dos aquecedores tubulares estas hipóteses não afetam consideravelmente nem o perfil da distribuição nem os valores absolutos das intensidades.

b.2) Desenvolvimento

Como já mencionado anteriormente, o arranjo a ser analisado consiste de um aquecedor cilíndrico vertical com um queimador no fundo e tubos dispostos verticalmente em uma fileira única a frente da parede de refratários. O raio externo dos tubos é r_e e o espaçamento entre os centros de tubos adjacentes é C .

Analisando a Figura (2.4) observa-se que a radiação recebida por qualquer ponto da superfície externa de um tubo é limitada pelo ângulo pelo qual o ponto pode "ver" esta radiação. Este ângulo é definido pela reta tangente à circunferência do tubo no ponto em questão e pela reta que passa por este ponto e é tangente ao tubo vizinho (ângulo ψ da Figura (2.4)).

Considerando a origem do sistema de coordenadas no centro do tubo A, as coordenadas dos pontos P e Q são:

$$\begin{aligned} x_p &= r_e \sin \theta \\ y_p &= r_e \cos \theta \end{aligned} \quad (2.33)$$

e

$$\begin{aligned} x_q &= C - C \sin \phi \\ y_q &= r_e \cos \phi \end{aligned}$$

Observando-se a Figura (2.4) pode-se verificar que o coeficiente angular do segmento de reta $\overline{PQ}$ é o próprio ângulo ϕ , porque este ângulo é limitado pelos segmentos de reta $\overline{O_B Q}$ e pelo eixo y' , perpendiculares respectivamente a $\overline{PQ}$ e ao eixo x . Deste modo, a equação do segmento de reta $\overline{PQ}$ que passa pelo ponto P é:

$$y - y_p = \tan \phi (x - x_p)$$

ou

$$y - r_e \cos \theta = \operatorname{tg} \varphi (x - r_e \operatorname{sen} \theta) \quad (2.34)$$

Esta reta também passa pelo ponto Q, de modo que, substituindo as coordenadas x_Q e y_Q na equação (2.34) obtém-se:

$$\cos (\theta + \varphi) = 1 - \frac{C}{r_e} \operatorname{sen} \varphi \quad (2.35)$$

Analisando-se na Figura (2.5) o triângulo $\Delta O'PS$, no qual S é o ponto onde o segmento de reta $\overline{PX}$ corta o eixo x, tem-se que a soma de seus ângulos internos deve ser igual a π radianos, logo:

$$\pi = \psi + \varphi + \theta \quad \text{e} \quad \psi = \pi - (\varphi + \theta) \quad (2.36)$$

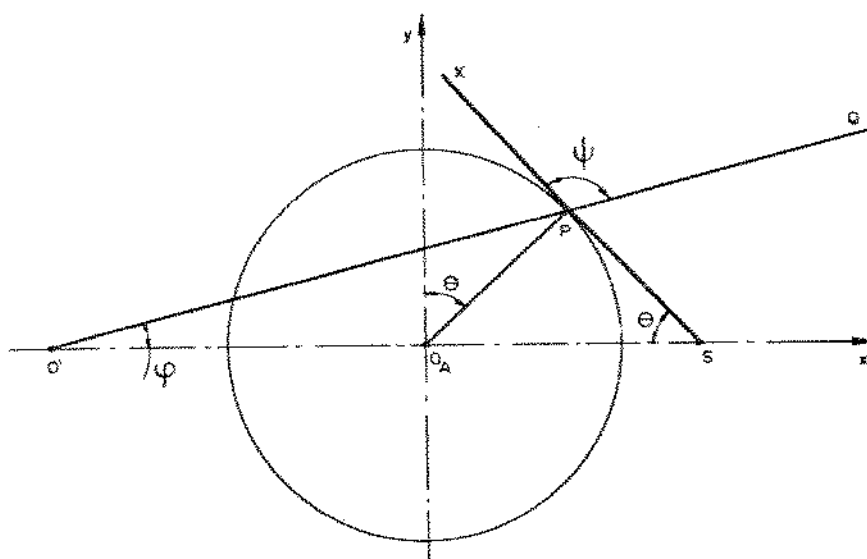


Figura (2.5) - Relações angulares da Figura (2.4)

O ponto P pode receber radiação diretamente da cavidade do forno e, indiretamente, por reflexão das paredes refratárias. Por enquanto só será considerada a contribuição devida à radiação direta; isto significa que, apesar de equação (2.35) fornecer dois valores de

φ para um determinado θ . somente a solução para $\varphi < 90^\circ$ será considerada.

A intensidade de radiação I que sai de uma superfície numa certa direção é dada por:

$$I = \frac{d\phi}{d\omega \cos\beta} \quad (2.37)$$

onde:

β : Ângulo de cone;

γ : Ângulo de azimuth, e

$d\omega$: ângulo sólido diferencial,

ou seja, a intensidade de radiação é o fluxo de energia radiante que deixa uma superfície (considerado por unidade de área normal ao feixe de raios), por unidade de ângulo sólido.

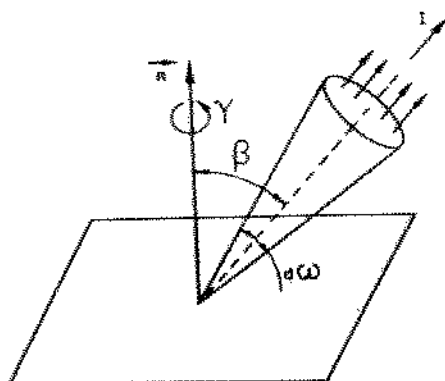


Figura (2.6) - Emissão de energia radiante por uma superfície numa dada direção.

O fluxo de energia radiante que deixa uma superfície para o espaço hemisférico sobre a superfície é obtido pela integração:

$$\phi = \int_{\Omega} I \cos\beta d\omega \quad (2.38)$$

Da Figura (2.7) pode-se deduzir que:

$$d\omega = \frac{\text{área diferencial no hemisfério}}{\text{raio do hemisfério}^2}$$

$$d\omega = \frac{(R d\beta) (R \sin\beta d\gamma)}{R^2} = \sin\beta d\beta d\gamma$$

Assim,

$$\phi = \int_{\beta=0}^{\pi/2} \int_{\gamma=0}^{2\pi} I(\beta, \gamma) \sin\beta \cos\beta d\beta d\gamma \quad (2.39)$$

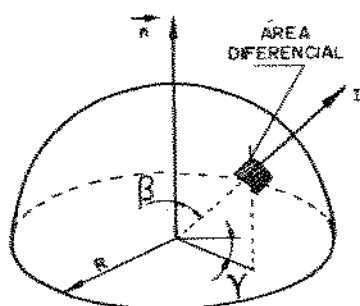


Figura (2.7) - Hemisfério sobre a superfície radiante

Para superfícies perfeitamente difusas, I independe da direção e a integração da equação (2.39) fornece:

$$\phi = \pi I \quad (2.40)$$

A Figura (2.8) mostra a mesma seção transversal do forno da Figura (2.4), considerando agora a cavidade do forno como um plano radiante fictício. Seja um elemento infinitesimal dA_j deste plano trocando energia radiante com uma lâmina da superfície lateral do tubo no ponto P de área infinitesimal dA_i .

A taxa de transferência de calor radiante deixando dA_j e absorvida em dA_i é dada por:

$$dQ_{dA_j-dA_i} = \alpha_i d\phi_j dA_j \quad (2.41)$$

onde:

$d\phi_j$ é fluxo de energia radiante que deixa a superfície infinitesimal dA_j segundo a direção β_j , e contido no Ângulo sólido $d\omega_{ji}$, e

α_i é a absorptância total hemisférica da superfície do tubo.

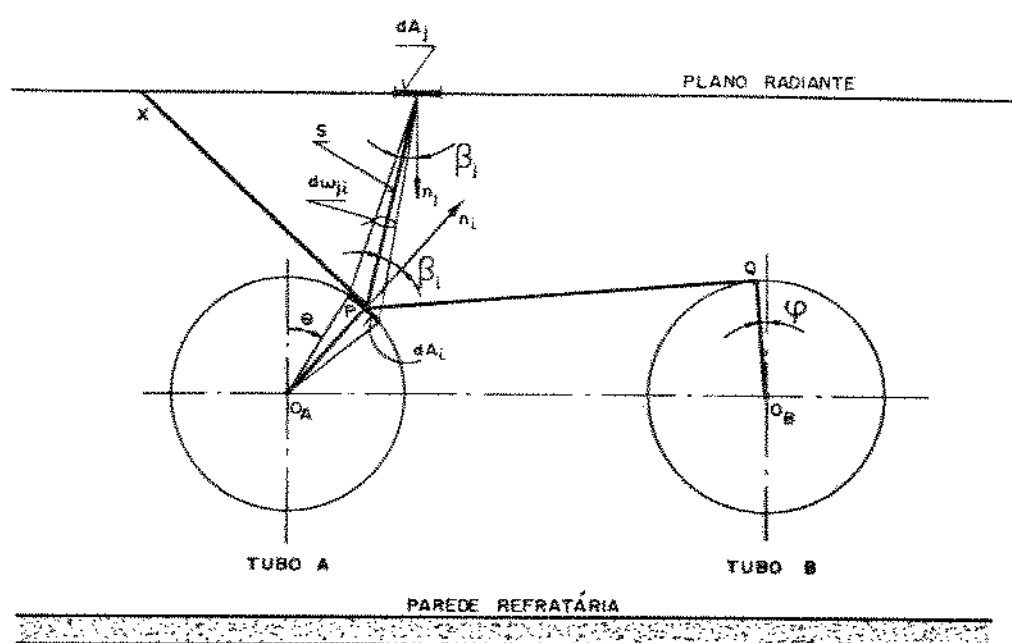


Figura (2.8) - Detalhe da seção transversal do forno mostrando o Plano Radiante Fictício.

A intensidade de radiação que deixa a superfície infinitesimal dA_j , como definido anteriormente, é dada por:

$$I_j = \frac{d\phi_j}{d\omega_{ji} \cos\beta_j} \quad (2.42)$$

onde $d\omega_{ji}$ é o ângulo sólido segundo o qual dA_j "enxerga" dA_i e β_j é o ângulo que a normal n_j ao elemento dA_j faz com a linha S que une os elementos de área.

Substituindo (2.42) em (2.41) vem:

$$dQ_{dA_j-dA_i} = \alpha_i I_j d\omega_{ji} \cos\beta_j dA_j \quad (2.43)$$

Da definição de ângulo sólido, tem-se que:

$$d\omega_{ji} = \frac{dA_i \cos\beta_i}{S^2} \quad (2.44)$$

Substituindo-se em (2.43) resulta:

$$dQ_{dA_j-dA_i} = \alpha_i I_j \frac{\cos\beta_i \cos\beta_j dA_i dA_j}{\pi S^2} \quad (2.45)$$

Como o plano radiante é uma superfície difusa, tem-se de (2.40) que:

$$\phi_j = \pi I_j$$

Substituindo-se em (2.45):

$$dQ_{dA_j-dA_i} = \alpha_i \phi_j \frac{\cos\beta_i \cos\beta_j dA_i dA_j}{\pi S^2} \quad (2.46)$$

Integrando-se em todos os elementos de A_j que tem visão direta de dA_i , obtém-se uma expressão para a energia radiante que passa de A_j para dA_i :

$$dQ_{A_j-dA_i} = dA_i \alpha_i \phi_j \left[\int_{A_j} \frac{\cos\beta_i \cos\beta_j}{\pi S^2} dA_j \right] \quad (2.47)$$

Da definição de fator de forma entre uma superfície infinitesimal dA_i e uma superfície finita A_j , tem-se que:

$$F_{dA_i-A_j} = \int_{A_j} \frac{\cos \beta_i \cos \beta_j}{\pi S^2} dA_j \quad (2.48)$$

Esta expressão pode ser calculada de acordo com o método das cordas cruzadas proposto por Hottel (1967). Segundo ele, o fator de forma entre uma superfície infinitesimal e uma finita, longas na direção normal ao plano do papel, conforme Figura (2.9) pode ser dada por:

$$F_{dA_i-A_j} = \frac{1}{2} \left(\sin \theta_1 + \sin \theta_2 \right)$$

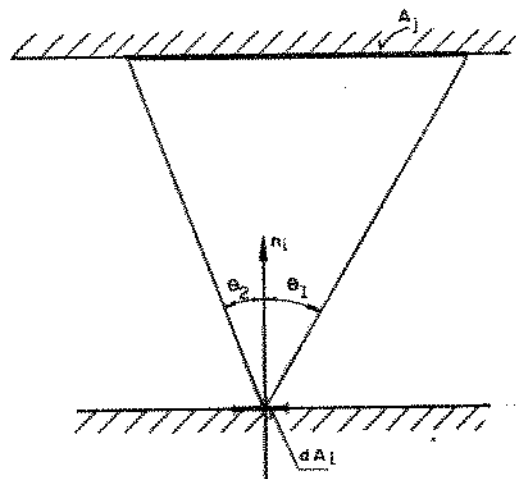


Figura (2.9) - Fator de Forma pelo Método das Cordas Cruzadas de Hottel.

Aplicando esta expressão ao problema, tem-se, conforme Figura (2.10) que:

$$\begin{aligned} F_{dA_i-A_j} &= \frac{1}{2} \left[\sin(\psi - \pi/2) + \sin(\pi/2) \right] \\ &= \frac{1}{2} \left[1 + \sin(\psi - \pi/2) \right] \end{aligned} \quad (2.49)$$

Substituindo-se em (2.47) vem:

$$dQ_{A_j-dA_i} = dA_i \alpha_i \phi_j \left\{ -\frac{1}{2} \left[1 + \sin(\psi - \pi/2) \right] \right\} \quad (2.50)$$

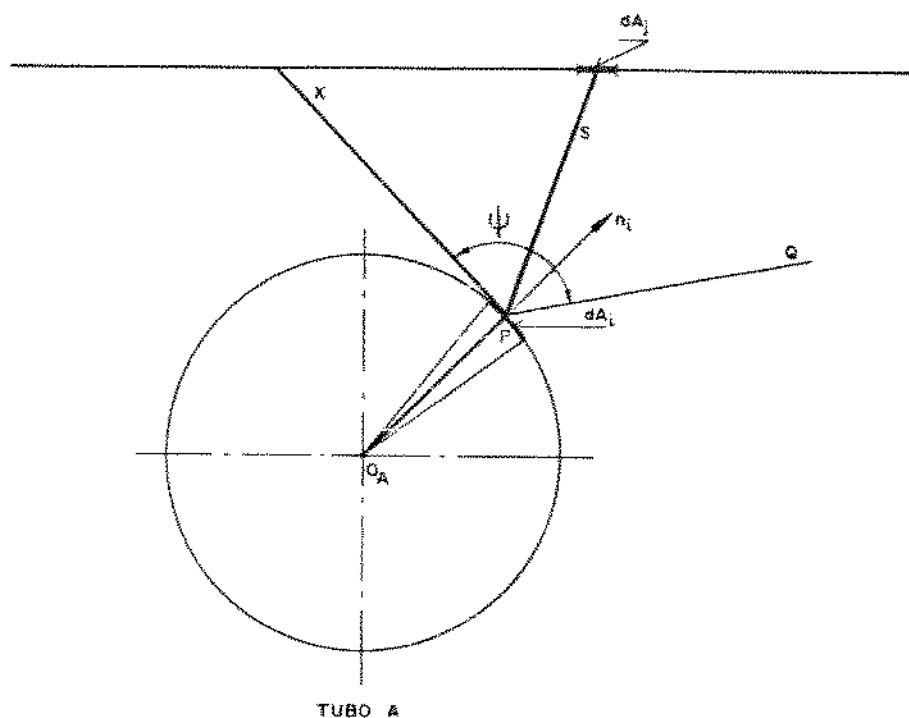


Figura (2.10) - Detalhe da Figura (2.8).

A área da lâmina da superfície do tubo de comprimento unitário e largura $r_e d\theta$ é:

$$dA_i = r_e d\theta$$

Substituindo (2.36) e a área acima na equação (2.50) resulta:

$$dQ_{A_j-dA_i} = \alpha_i \phi_j r_e d\theta \left\{ -\frac{1}{2} \left[1 + \cos(\theta + \varphi) \right] \right\} \quad (2.51)$$

O fluxo de radiação direta absorvida $\phi_{\theta D}$ por um elemento da superfície do tubo, cuja coordenada angular é θ vale, portanto:

$$\phi_{\theta D} = \frac{dQ_{A_j - dA_i}}{r_e d\theta} = \frac{\alpha_j \phi_j}{2} \left[1 + \cos(\theta + \varphi) \right] \quad (2.52)$$

A radiação direta incide simetricamente na superfície do tubo. Levando-se em conta somente o lado direito do tubo A, observa-se que a incidência de radiação direta ocorre somente entre as coordenadas $\theta=0$ e $\theta=\theta_1$, onde θ_1 é a coordenada angular do ponto a partir do qual a radiação direta é totalmente obstruída pelo tubo vizinho (Figura (2.11)). Percorrendo a circunferência do tubo no sentido horário observa-se que os ângulos θ e φ crescem simultaneamente de valor a partir de zero. O valor máximo de φ ocorre quando o segmento de reta $\overline{PQ}$ é tangente simultaneamente aos tubos A e B, ou seja, o segmento $\overline{XP}$ coincide com $\overline{PQ}$.

Da figura (2.11) tem-se que $\psi=0$ e $\cos(\theta_1 + \varphi_1)=-1$. Substituindo na equação (2.35) obtém-se o valor máximo de φ , dado por:

$$1 - \frac{C}{r_e} \operatorname{sen} \varphi = -1 \quad \text{ou}$$

$$\operatorname{sen} \varphi_1 = \frac{2 r_e}{C} \quad (2.53)$$

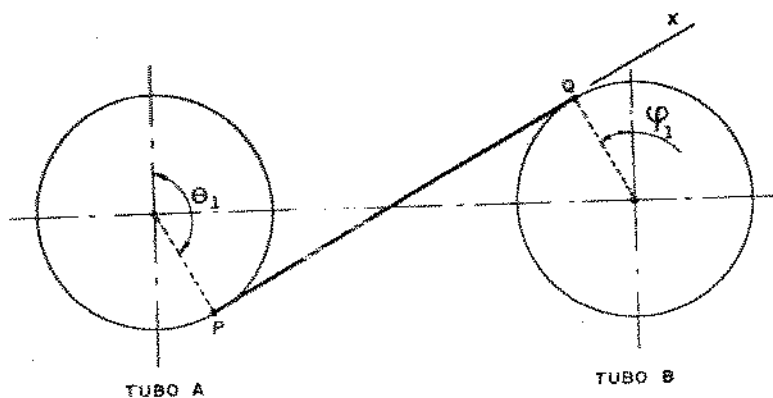


Figura (2.11) - Determinação do ângulo θ_1

A taxa de radiação direta total absorvida (Q_D) em um lado do tubo é obtida pela integração da expressão (2.51) entre 0 e θ_1 , isto é:

$$Q_D = \frac{\alpha_i \phi_j r_*}{2} \int_{\theta=0}^{\theta=\theta_1} \left[1 + \cos(\theta + \varphi) \right] d\theta \quad (2.54)$$

Substituindo (2.35) em (2.54) vem:

$$Q_D = \frac{\alpha_i \phi_j r_*}{2} \int_{\theta=0}^{\theta=\theta_1} \left[2 - \frac{C}{r_*} \operatorname{sen} \varphi \right] d\theta \quad (2.55)$$

Introduzindo uma nova variável z , definida por:

$$z = 1 - \frac{C}{r_*} \operatorname{sen} \varphi \quad (2.56)$$

e rearranjando a equação (2.35), obtém-se:

$$\cos(\theta + \varphi) = z$$

Dai:

$$\theta = (\cos^{-1} z) - \varphi \quad (2.57)$$

Diferenciando a equação (2.57) vem:

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dz} &= - \frac{1}{\sqrt{1-z^2}} - \frac{d\varphi}{dz} \quad e \\ d\theta &= - \frac{dz}{\sqrt{1-z^2}} - d\varphi \end{aligned} \quad (2.58)$$

Substituindo a equação (2.58) em (2.55) e rearranjando:

$$\frac{Q_D}{\alpha_i \phi_j r_*} = \frac{1}{2} \left[- \int_{z(\theta=0)}^{z(\theta=\theta_1)} \frac{(1+z)}{\sqrt{1-z^2}} dz - \int_{\varphi(\theta=0)}^{\varphi(\theta=\theta_1)} \left(2 - \frac{C}{r_*} \sin \varphi \right) d\varphi \right] \quad (2.59)$$

Os valores de φ para $\theta=0$ e $\theta=\theta_1$ são:

$$\varphi(\theta=0) = 0 \quad e$$

$$\varphi(\theta=\theta_1) = \varphi_1 = \sin^{-1} \frac{2 r_*}{C}$$

Correspondentemente, os valores de z são:

$$z(\theta=0) = 1 - \frac{C}{r_*} \sin \varphi(\theta=0) = 1$$

$$z(\theta=\theta_1) = 1 - \frac{C}{r_*} \sin \varphi(\theta=\theta_1) = -1$$

Substituindo os limites na integral (2.59), integrando e rearranjando os termos, tem-se:

$$\frac{Q_D}{\alpha_i \phi_j r_*} = \frac{1}{2} \left\{ 2 \cos^{-1} \left(\frac{2 r_*}{C} \right) + \frac{C}{r_*} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2 r_*}{C} \right)^2} \right] \right\} \quad (2.60)$$

A radiação incidente não absorvida pelos tubos, incide na parede refratária. A parte da radiação incidente nos tubos e não absorvida poderia ser refletida para os outros tubos, para a cavidade do forno ou para as paredes refratárias. Segundo Doll-Steinberg, no entanto, os tubos comumente usados em aquecedores possuem alta

absortância e a parcela da radiação refletida em direção aos outros tubos e aos refratários pode ser desconsiderada. Nesta análise, portanto, admite-se que toda a radiação refletida pela superfície de um tubo retorna diretamente à cavidade do forno.

A radiação que seria absorvida por um tubo se a fileira de tubos fosse considerada um plano de absortância igual à absortância da superfície do tubo é dada por:

$$Q_u = \alpha_i \phi_j A_p \quad (2.61)$$

onde:

ϕ_j : fluxo radiante emitido pela área A_j no hemisfério;

α_i : absortância da superfície dos tubos, e

A_p : área plana equivalente a um tubo

$$\begin{aligned} A_p &= \text{espaçamento entre tubos} \times \text{comprimento do tubo} \\ &= C \times L \end{aligned}$$

Supondo comprimento unitário do tubo,

$$Q_u = \alpha_i C \phi_j \quad (2.62)$$

A razão entre a radiação absorvida diretamente por um tubo e a radiação que seria absorvida se a fileira de tubos fosse um plano é:

$$f_d = \frac{2 Q_d}{Q_u} \quad \text{ou}$$

$$f_d = \frac{2 Q_d}{\alpha_i C \phi_j} \quad (2.63a)$$

Substituindo a expressão (2.60) em (2.63a) tem-se que:

$$f_d = \frac{r_o}{C} \left\{ 2 \cos^{-1} \left(\frac{2 r_o}{C} \right) + \frac{C}{r_o} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2 r_o}{C} \right)^2} \right] \right\} \quad (2.63b)$$

A superfície refratária, considerada perfeitamente difusa, emite em igual intensidade em todas as direções. Sendo assim, considerando a emissão de energia radiante pelo refratário, a razão entre a radiação absorvida pelo tubo e a radiação que seria absorvida se a fileira de tubos fosse um plano tem o mesmo valor de f_d .

Como as superfícies refratárias são consideradas adiabáticas para radiação, a taxa de energia re-radiada pelos refratários e absorvida por qualquer elemento da face posterior do tubo está relacionada com a radiação absorvida diretamente pelo elemento correspondente da face frontal pela equação (2.64):

$$\phi_{\theta R} = (1 - f_d) \phi_{(\pi - \theta)D} \quad e \quad (2.64)$$

$$Q_R = (1 - f_d) Q_D \quad (2.65)$$

onde:

$\phi_{\theta R}$ é o fluxo de radiação refletida pelo refratário e absorvida por um elemento da superfície do tubo de coordenada angular θ , e

Q_R é a taxa de radiação refletida pelo refratário e absorvida por um lado do tubo.

O fluxo radiante total absorvido (direto + re-radiado) por um elemento da superfície do tubo de coordenada angular θ é:

$$\phi_{\theta} = \phi_{\theta D} + (1 - f_d) \phi_{(\pi - \theta)D} \quad (2.66)$$

A taxa radiante total absorvida diretamente e por reflexão da parede refratária por um lado do tubo de comprimento unitário pode ser assim expressa:

$$\begin{aligned} \frac{Q_R}{\alpha_i \phi_j r_e} &= \frac{Q_D}{\alpha_i \phi_j r_e} \left[1 + (1 - f_d) \right] \quad \text{ou} \\ \frac{Q_R}{\alpha_i \phi_j r_e} &= \frac{f_d C}{2 r_e} \left[2 - f_d \right] \end{aligned} \quad (2.67)$$

A razão entre a radiação total absorvida por um tubo e a radiação que seria absorvida se a fileira de tubos fosse um plano é:

$$f_t = \frac{2 Q_T}{Q_U} = f_d \left[2 - f_d \right] \quad (2.68)$$

Dividindo a circunferência do tubo em 12 elementos circunferenciais, como mostrado na Figura (2.12), tem-se que a taxa de energia radiante absorvida diretamente pelo elemento 3, por exemplo, é obtida integrando-se a expressão (2.51) entre $\theta=\pi/4$ e $\theta=5\pi/12$. A taxa de energia radiante re-radiada é obtida integrando-se a mesma expressão agora entre $\theta=15\pi/12$ e $\theta=17\pi/12$, pontos diametralmente opostos.

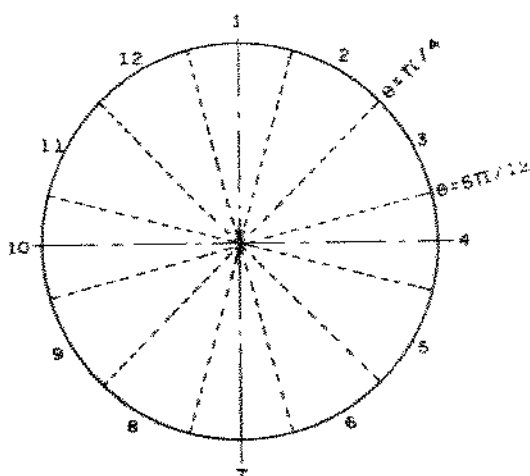


Figura (2.12) - Divisão da superfície externa do tubo em elementos circunferenciais.

A taxa total é:

$$Q_{A_j-A_s} = Q_{A_j-A_s \text{ direta}} + (1 - f_d) Q_{A_j-A_s \text{ re-radiada}} \quad (2.69)$$

A relação entre a radiação total absorvida pelo elemento 3 e a radiação total absorvida pelo tubo é dada por:

$$x_s = \frac{Q_{A_j - A_s}}{2 Q_T} \quad (2.70)$$

O mesmo procedimento pode ser feito para todos ou outros elementos da circunferência do tubo, tal que:

$$x_n = \frac{Q_{A_j - A_n}}{2 Q_T}$$

A relação entre o fluxo de calor total absorvido em um elemento n da circunferência do tubo e o fluxo de calor total absorvido pelo tubo vale, portanto:

$$X_n = \frac{Q_{A_j - A_n}}{A_n} \frac{A_{se}}{2 Q_T} \quad \text{ou}$$

$$X_n = x_n \frac{A_{se}}{A_n} \quad (2.71)$$

onde A_{se} é a área da superfície lateral externa total do tubo e A_n é a área da superfície externa do elemento circunferencial de tubo.

Esta relação é justamente o X_g definido na expressão (2.17) e usado nas equações (2.19), (2.28), (2.30) e (2.32) dos balanços de energia.

2.3.2 - Determinação do Fluxo de Calor Convectivo Interno ao Tubo.

A troca de calor por convecção dentro dos tubos é normalmente a forma predominante, mesmo em caso de escoamento de gases em temperaturas moderadas.

Para determiná-la é necessário o conhecimento prévio da dinâmica do escoamento do fluido e das condições de contorno térmicas as quais o sistema a ser analisado está sujeito.

A dinâmica do escoamento é ditada pelas condições impostas pelo processo, como tipo e propriedades do fluido e pela qualidade da superfície interna do tubo, se lisa ou rugosa.

Como já mencionado, neste trabalho estão sendo consideradas como referência as condições de processo, tipo e propriedades dos fluidos típicos utilizados pela PETROBRAS.

O sistema estudado consiste de um tubo de seção circular no interior do qual há o escoamento forçado plenamente desenvolvido de um fluido em regime turbulento, sem mudança de fase. O fluido que escoar dentro do tubo pode ser um líquido ou um gás. A superfície externa do tubo é sujeita a um fluxo de calor variável ao longo do comprimento e ao redor da circunferência.

Nenhum dos métodos disponíveis na literatura descreve exatamente o sistema que se quer estudar. Normalmente os trabalhos analisam a variação de cada uma dessas condições de contorno em separado.

As conclusões de algumas análises disponíveis na literatura serão comentadas a seguir:

a) Efeito da variação longitudinal do fluxo de calor

Uma variação no fluxo de calor incidente na superfície externa de um tubo na direção do escoamento do fluido, provoca uma consequente alteração no coeficiente de película entre o tubo e o fluido. A influência de uma condição de contorno deste tipo em escoamento turbulento é função do número de Prandtl do fluido.

Kays e Crawford (1980) e Batti e Shah (1987) concordam que o

efeito das condições de contorno em escoamento turbulento é muito mais pronunciado em fluidos de baixo número de Prandtl, como os metais líquidos, por exemplo. A Figura (2.13), retirada de Kays e Perkins (1985), mostra a razão entre os números de Nusselt obtidos para condição de fluxo de calor constante na parede (subscrito HD) e temperatura de parede constante (subscrito TD) para alguns números de Prandtl em função do número de Reynolds de escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos termica e hidrodinamicamente.

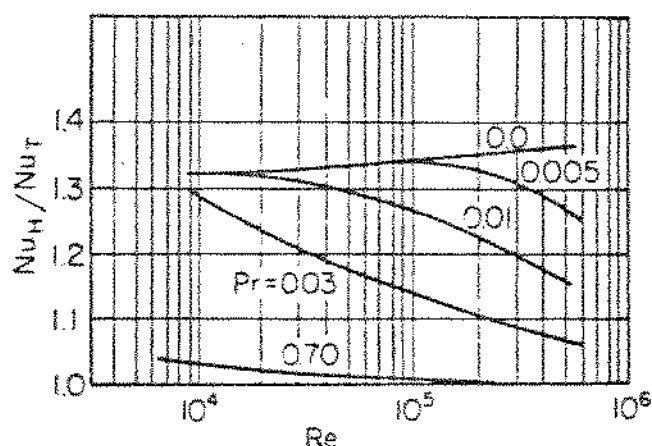


Figura (2.13) - Razão dos números de Nusselt para fluxo de calor constante na parede e temperatura de parede constante para escoamento plenamente desenvolvido em duto circular.

Nota-se que somente para números de Prandtl muito menores que 1 há uma diferença significativa entre os resultados obtidos para as duas condições de contorno. Para Prandtl igual a 0,7, a diferença é percentualmente mais baixa, mostrando ainda uma tendência de diminuir à medida que o número de Reynolds cresce. Segundo Kays e Crawford, para Prandtl maiores a diferença se torna menos significativa. Na região dos metais líquidos (Prandtl baixo) a diferença é substancial e em alguns casos torna-se maior do que para o escoamento laminar. O motivo deste comportamento é a influência do número de Prandtl na distribuição da resistência térmica. Em fluidos de baixo número de

Prandtl, onde o mecanismo de transferência de calor predominante é por difusão molecular, a resistência é distribuída em toda a seção transversal do escoamento e diferentes condições de contorno determinam formatos diferentes do perfil de temperatura do fluido. Para números de Prandtl maiores a resistência térmica está concentrada próxima à parede fazendo com que a distribuição de temperatura no fluido tenha um formato mais achatado, a despeito da condição de contorno de aquecimento.

A conclusão desta análise é que o número de Nusselt para fluidos de alto número de Prandtl é relativamente insensível à variação das condições de contorno na direção do escoamento, enquanto que para fluidos de baixo Prandtl o efeito no número de Nusselt é considerável.

Kays e Crawford sugerem que, para fluidos com Prandtl em torno ou maior do que 1, sujeitos a fluxo de calor variável axialmente, é perfeitamente adequado o uso do Nusselt baseado na teoria do fluxo de calor constante para o cálculo da diferença local de temperatura entre o fluido e a parede. No entanto, é o fluxo de calor local que deve ser usado no cálculo da diferença de temperatura.

Um grande número de correlações teóricas e empíricas vem sendo desenvolvidas para o cálculo do número de Nusselt de escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos em dutos circulares lisos com a condição de fluxo de calor constante na parede.

Bhatti e Shah (1987) apresentam uma série deles e recomendam a utilização da correlação empírica de Gnielinski (1976) para fluidos com número de Prandtl maior que 0,5.

A correlação de Gnielinski incorpora a região de transição e a de escoamento plenamente desenvolvido e tem a seguinte forma:

$$Nu = \frac{(f/2) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.72)$$

onde f é o coeficiente de atrito.

Bhatti e Shah consideram esta correlação a de melhor coerência com os dados experimentais na faixa de $2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ e $0,5 \leq Pr \leq 2000$.

O trabalho original de Gnielinski apresenta uma forma modificada da correlação anterior, onde o efeito do comprimento do tubo é considerado através da correção:

$$\left[1 + (2r_i/L)^{2/3} \right]$$

proposta por Hausen (1959) e a influência da temperatura da parede nas propriedades do fluido é considerada através do fator K:

$$Nu = \frac{(f/2) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + (2r_i/L)^{2/3} \right] K \quad (2.73)$$

onde:

$$K = \left[\frac{Pr}{Pr_w} \right]^{0,11} \quad \text{para líquidos na faixa de :} \quad (2.74)$$

$0,05 < (Pr/Pr_w) < 20$, sendo que Pr é o número de Prantl avaliado à temperatura média de mistura do fluido e Pr_w é o número de Prandtl avaliado à temperatura da parede, ou

$$K = \left[\frac{T_m}{T_w} \right]^{0,5} \quad \text{para gases na faixa de:} \quad (2.75)$$

$0,5 < (T_m/T_w) < 1,5$, sendo que T_m é a temperatura absoluta média de mistura do gás e T_w a temperatura absoluta da parede do tubo.

Gnielinski afirma que, para se considerar a dependência das propriedades do fluido com a temperatura no caso da transferência de calor entre líquidos e paredes sólidas, a razão entre os números de Prandtl da equação (2.74) é suficiente e satisfatória. Isto ocorre porque, em se tratando de líquidos, a viscosidade é a propriedade mais sensível a mudanças de temperatura. As propriedades de transporte dos gases, no entanto, são fortemente dependentes da temperatura e, em geral, ocorrem diferenças relevantes entre as temperaturas da parede e do gás. Neste caso o fator de correção K tem a forma expressa pela equação (2.75).

A validade da equação (2.73) é de $2300 < Re < 10^6$ e $0,6 < Pr < 10^5$. Nota-se, portanto, uma diferença entre os limites das faixas entre as equações (2.72) e (2.73). Neste trabalho utilizou-se a correlação (2.72) conforme sugerido por Bhatti e Shah.

O coeficiente de atrito f sugerido por Bhatti e Shah para o uso da relação de Gnielinski foi o de Techo, Tickner e James (1963). Esta expressão para f constitui uma forma explícita da tradicional relação implícita de Prandtl, Karman e Nikuradse, com a qual concorda dentro de mais ou menos 0,1%, na faixa de Reynolds de 10^4 a 10^7 :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,7372 \ln \left[\frac{Re}{1,964 \ln(Re) - 3,8215} \right] \quad (2.76)$$

b) Efeito do comprimento térmico de entrada

Para escoamento turbulento em dutos, tanto o comprimento hidrodinâmico de entrada quanto o comprimento térmico são mais curtos que os correspondentes no escoamento laminar. Consequentemente, resultados obtidos para escoamento turbulento plenamente desenvolvido são frequentemente usados em projetos sem qualquer referência aos efeitos de entrada. Deve haver, no entanto, um certo cuidado no uso dos resultados para escoamento plenamente desenvolvido no caso de fluidos com número de Prandtl baixos, como os metais líquidos, uma vez que os efeitos de entrada são mais pronunciados, mesmo em escoamento turbulento.

Nenhuma das análises encontradas a respeito do comprimento térmico de entrada aborda o problema da variação axial do fluxo de calor. Dados de comprimento térmico de entrada disponíveis são válidos para a condição de fluxo de calor constante na parede ou temperatura de parede constante.

Sparrow, Hallman e Siegel (1957) estudaram analiticamente o problema do comprimento térmico de entrada para o caso de fluxo de calor constante na parede, escoamento hidrodinamicamente desenvolvido e fluido com propriedades constantes. Este estudo, bem como o

posterior de Notter e Sleicher (1972), fornecem funções analíticas de Nusselt local e Nusselt plenamente desenvolvido a partir de série de potências. Os coeficientes destas séries são auto-valores de equações diferenciais do tipo sistema de Sturm-Liouville e são funções do número de Reynolds e do número de Prandtl. Notter e Sleicher estenderam a faixa de Reynolds e Prandtl estudadas por Sparrow et al., obtendo inclusive coeficientes para o caso de fluidos de número de Prandtl muito baixos. O comprimento térmico de entrada foi definido como a distância ao longo do tubo para que a diferença entre o número de Nusselt local $Nu(x)$ e o número de Nusselt plenamente desenvolvido fosse de 5%.

A variação do comprimento térmico de entrada com os números de Reynolds e Prandtl apresentada por Notter e Sleicher para o problema do fluxo de calor constante na parede está mostrada na Figura (2.14). Nesta Figura $\bar{x}$ é a variável dimensional na direção do escoamento, D é o diâmetro do tubo e Pe é o número de Peclet.

Apesar de não ser este exatamente o problema que se está analisando, nota-se que para Prandtl da ordem de 0,7 o comprimento térmico de entrada varia de 10 a 15 diâmetros.

A Figura (2.15), retirada de Kays e Perkins (1985), mostra a influência da variação do número de Prandtl mantendo-se constante o número de Reynolds.

Nota-se que o comprimento térmico de entrada, apresentado sob a forma da razão entre o número de Nusselt local e o Nusselt plenamente desenvolvido, cai nitidamente com o aumento do número de Prandtl.

Como já foi mencionado, Kays e Crawford (1980) consideram que a importância relativa da variação axial do fluxo de calor no perfil de temperaturas do escoamento depende fortemente do número de Prandtl do fluido. Para $Pr \geq 0,7$ o efeito da variação já é muito pequeno. Deste modo, pode-se concluir que, mesmo havendo uma variação axial do fluxo de calor na parede, os comprimentos térmicos de entrada verificados não deverão ser muito maiores do que os apresentados nesta seção. Sendo assim, o comportamento à entrada torna-se irrelevante, uma vez que o comprimento total dos tubos é muito maior que 15 diâmetros.

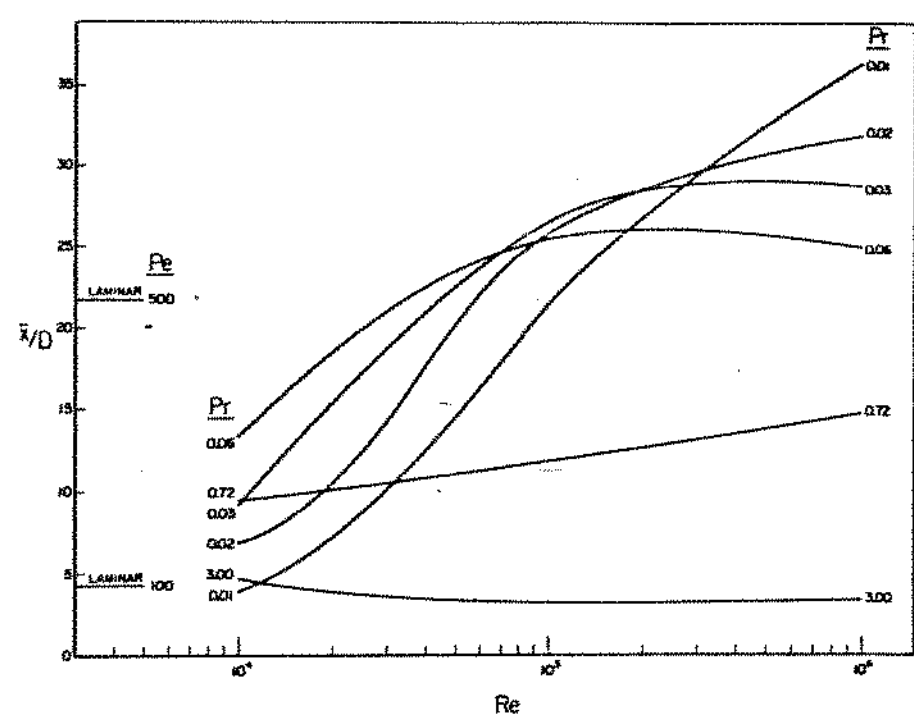


Figura (2.14) - Comprimento térmico de entrada para fluxo de calor uniforme na parede.

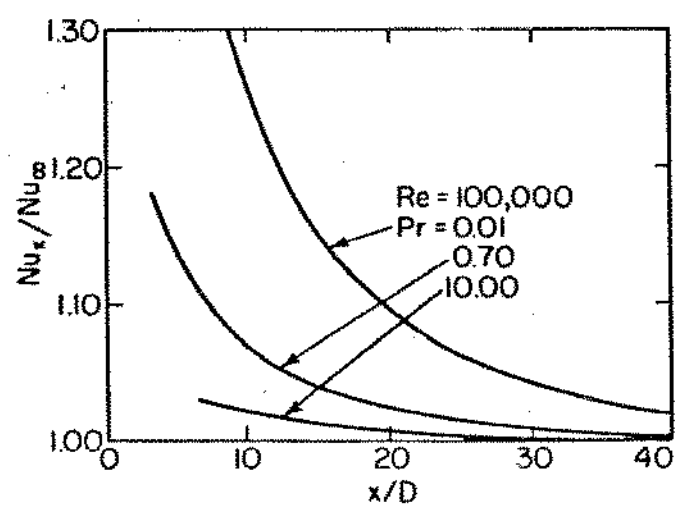


Figura (2.15) - Números de Nusselt no comprimento térmico de entrada de um tubo circular , fluxo de calor constante.

c) Efeito da variação circunferencial do fluxo de calor

O problema da variação circunferencial do fluxo de calor na parede do tubo foi estudado por Reynolds (1963), Black e Sparrow (1967), Gärtner, Johannsen e Ramm (1974) e Sparrow e Lin (1963). Em todos esses trabalhos, porém, admitiu-se que o fluxo de calor é constante ao longo do comprimento do tubo.

Os únicos dados experimentais disponíveis são os de Black e Sparrow para escoamento de ar. As análises teóricas assumem escoamento turbulento plenamente desenvolvido e fluido com propriedades constantes.

Do estudo de Black e Sparrow algumas conclusões podem ser ressaltadas:

- uma simplificação que negligenciasse a condução circunferencial poderia ocasionar erros de 30% no cálculo da temperatura da parede do tubo;
- a amplitude da variação circunferencial do número de Nusselt e, portanto, do coeficiente de película é muito menor que a amplitude da variação do fluxo de calor na parede. Em geral, coeficientes de película mais baixos correspondem à localização de maior aquecimento, e vice-versa;
- O desenvolvimento térmico ocorreu mais rapidamente no lado sujeito ao fluxo de calor mais baixo e o número de Nusselt médio na circunferência é igual ao número de Nusselt plenamente desenvolvido para caso de aquecimento uniforme.

Segundo Gärtner et al., se o fluxo de calor pré-determinado na parede varia ao redor da circunferência de acordo com:

$$\frac{q(\varphi)}{q_0} = 1 + F(\varphi) \quad (2.77)$$

onde:

- $q(\varphi)$: fluxo de calor local,
- q_0 : fluxo de calor médio, e
- φ : coordenada angular,

e expressando esta variação em termos de uma série de Fourier do tipo:

$$F(\varphi) = \sum_{n=1}^{\infty} F_n(\varphi) \quad (2.78)$$

onde $F_n(\varphi) = a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi$, sendo a_n e b_n os coeficientes da série de Fourier, o número de Nusselt Local plenamente desenvolvido é dado por:

$$Nu_{\infty}(\varphi) = \frac{2 q(\varphi)/q_0}{G_0 + \sum_{n=1}^{\infty} G_n F_n(\varphi)} \quad (2.79)$$

onde G_0 e G_n são funções de temperatura da parede. Observar que para o caso de fluxo de calor uniforme o número de Nusselt é dado por:

$$Nu_{\infty} = \frac{2}{G_0} \quad (2.80)$$

Os autores apresentaram valores das funções circunferenciais de temperatura para números de Prandtl de 0, 0,001, 0,003, 0,01, 0,7, 3, 10, 30 e 100 e para números de Reynolds de 10^4 , 3×10^4 , 10^5 , 3×10^5 e 10^6 , conforme a Tabela (F.1), Anexo F.

Gärtner et al. utilizaram os dados experimentais de Black e Sparrow de variação circunferencial da temperatura na parede como entrada para o cálculo do fluxo de calor e do número de Nusselt circunferenciais. As distribuições de Nusselt obtidas foram comparadas com os resultados experimentais de Black e Sparrow e com as análises teóricas de Reynolds e Sparrow e Lin. As análises teóricas, inclusive a de Gärtner et al. apresentaram variações do número de Nusselt mais pronunciadas que as obtidas experimentalmente. Os resultados da análise de Gärtner et al. foram os que mais se aproximaram dos dados experimentais de Black e Sparrow, conforme pode ser visto na Figura (2.16).

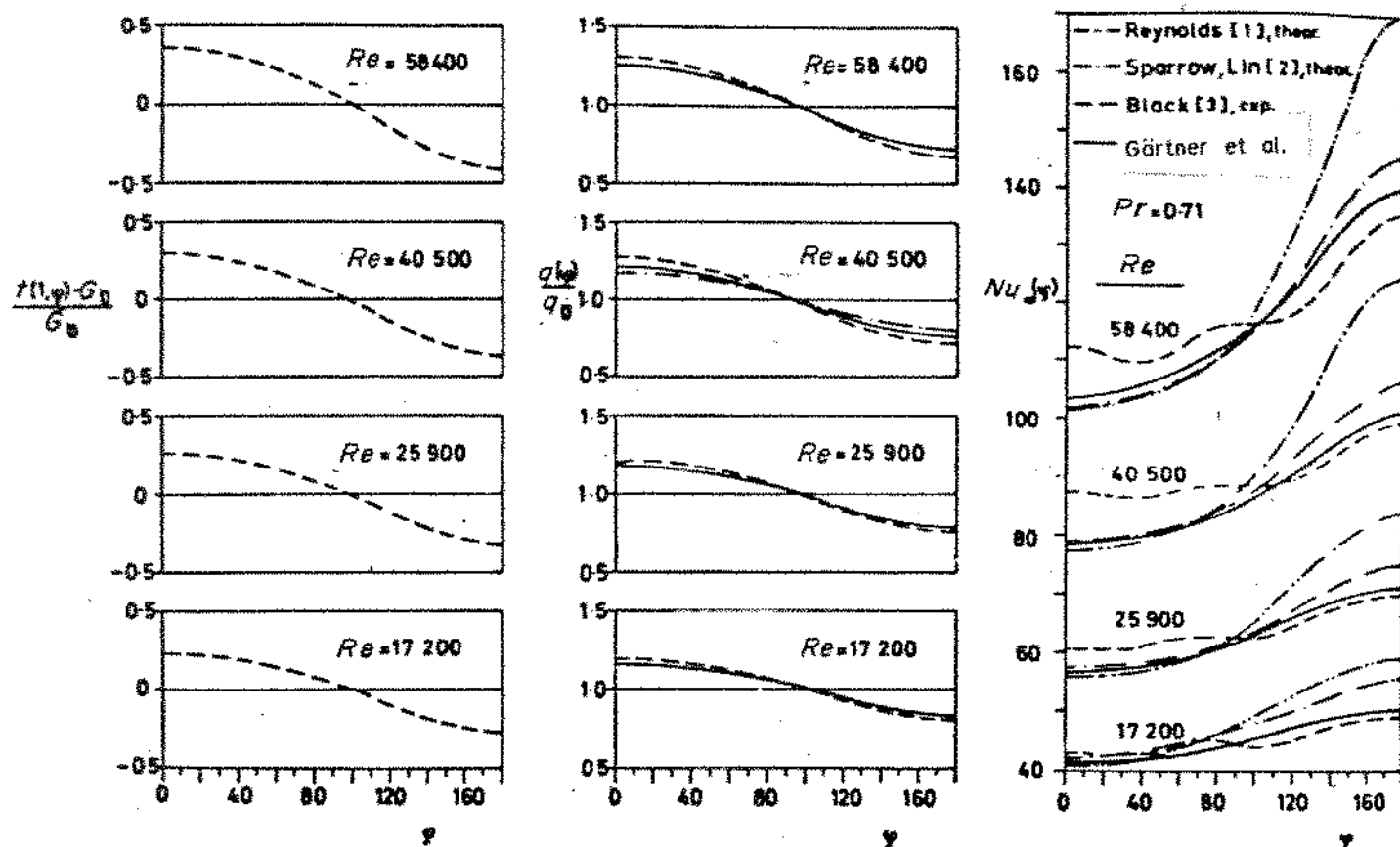


Figura (2.16) - Comparação dos resultados experimentais de Black e Sparrow com as análises teóricas de Reynolds, Sparrow e Lin e Görtner et al. a) Perfis adimensionais de temperatura da parede; b) Fluxos de calor adimensionais na parede e c) Números de Nusselt.

No capítulo 4, onde os resultados são analisados, é apresentada uma comparação entre as temperaturas de parede obtidas calculando-se o número de Nusselt através da expressão Gnielinski e as obtidas empregando-se a metodologia de Görtner et al. A expansão do fluxo de calor em série de Fourier foi efetuada a partir do algoritmo proposto por Arden e Astill (1970).

2.3.3 - Determinação do Fluxo de Calor Radiante Interno ao Tubo. Caso de Aquecimento de Gás

Para o cálculo do fluxo de calor radiante líquido na superfície interna do tubo utilizou-se o Método das Zonas de Hottel, desenvolvido por Hottel e colaboradores (1958,1965,1967).

O método consiste em subdividir uma cavidade não isotérmica, contendo um gás também não isotérmico, em zonas de superfície e de volume, consideradas isotérmicas e com propriedades térmicas constantes.

Cada zona da cavidade é submetida a um balanço de energia, o que gera um sistema de equações no qual as incógnitas são os fluxos de calor ou as temperaturas das zonas.

A Figura (2.17) mostra um volume gasoso V_j isotérmico trocando energia radiante com uma superfície A_i também isotérmica.

A taxa de energia radiante monocromática que deixa dV_j e chega em dA_i é dada por:

$$Q_{\lambda dV_j \rightarrow dA_i} = \left[\frac{4 \kappa_{\lambda j} E_{g_j} dV_j d\lambda}{4\pi} \right] \left[\frac{dA_i \cos\beta_i}{S_{ji}^2} \right] \exp \left[- \int_{S_j}^{S_i} \kappa_{\lambda}(S^*) dS^* \right]$$

Taxa de emissão de energia radiante de um volume elementar dV_j num ângulo sólido de 4π esferoradianos por unidade de ângulo sólido.

Ângulo sólido segundo o qual dV_j "enxerga" dA_i

fração da radiação transmitida no trajeto S_{ji}

onde:

$\kappa_{\lambda j}$: coeficiente de absorção do meio gasoso;

$E_{g_j} = \sigma T_j^4$: poder emissivo de corpo negro do elemento de volume dV_j , e

λ : comprimento de onda de radiação.

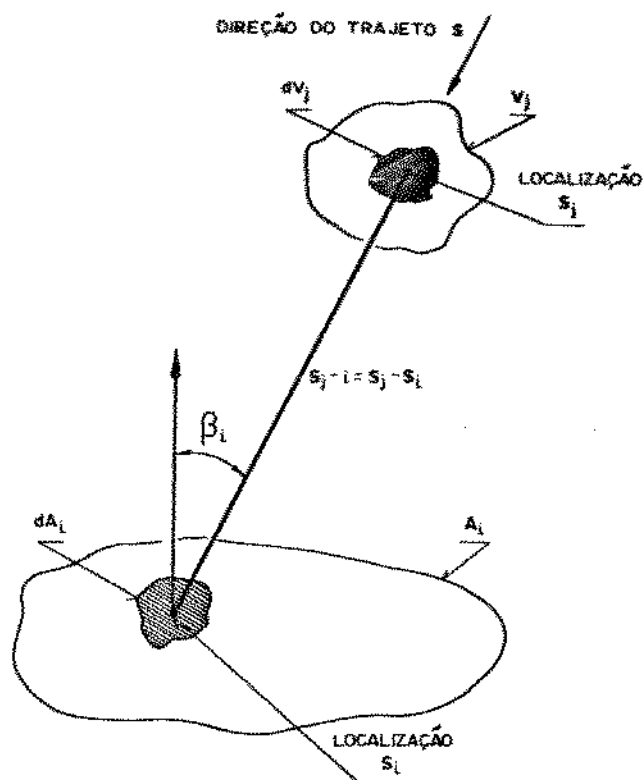


Figura (2.17) - Troca de energia radiante entre um volume gasoso e uma superfície.

Integrando-se em V_j e A_i resulta:

$$Q_{\lambda V_j \rightarrow A_i} = d\lambda \int_{V_j} \int_{A_i} \frac{\kappa_{\lambda_j} E_{g_j}}{\pi} \frac{\cos \beta_i}{S_{ji}^2} \exp \left[- \int_{s_j}^{s_i} \kappa_{\lambda_j}(S^*) dS^* \right] dA_i dV_j \quad (2.81)$$

Esta expressão fornece a taxa de energia radiante monocromática que chega em A_i proveniente do volume gasoso V_j .

Se o coeficiente de absorção do gás κ_{λ_j} é considerado uniforme

no trajeto S_{ji} , então:

$$\exp \left[- \int_{S_j}^{S_i} \kappa_{\lambda_j}(S^*) dS^* \right] = \exp \left[- \kappa_{\lambda_j} S_{ji} \right] = \tau_{\lambda}(S_{ji}) \quad (2.82)$$

e

$$Q_{\lambda V_j \rightarrow A_i} = d\lambda \frac{\kappa_{\lambda} E_{g_j}}{\pi} \int_{V_j} \int_{A_i} \frac{\cos \beta_i}{S_{ji}^2} \tau_{\lambda}(S_{ji}) dA_i dV_j \quad (2.83)$$

A integração da equação (2.83) ao longo de todos os comprimentos de onda λ fornece a energia total incidente em A_i proveniente de V_j . Assumindo que o gás é cinza, o coeficiente de absorção do gás κ_{λ} é independente do comprimento de onda. Daí:

$$Q_{V_j \rightarrow A_i} = \frac{\kappa E_{g_j}}{\pi} \int_{V_j} \int_{A_i} \frac{\cos \beta_i}{S_{ji}^2} \tau(S_{ji}) dA_i dV_j \quad (2.84)$$

A taxa de energia radiante de A_i para V_j pode ser obtida de forma análoga. A taxa líquida entre A_i e V_j é dada por:

$$Q_{V_j \rightleftharpoons A_i} = \left[\int_{V_j} \int_{A_i} \frac{\kappa}{\pi} \frac{\cos \beta_i}{S_{ji}^2} \tau(S_{ji}) dA_i dV_j \right] (E_{g_j} - B_i) \quad (2.85)$$

onde B_i é o fluxo de energia radiante (radiosidade) que deixa a superfície A_i , que inclui a energia emitida mais a energia radiante refletida por A_i .

O termo entre colchetes é chamado de área de troca direta gás-superfície:

$$\overline{g_{ji}} = \frac{\kappa}{\pi} \int_{V_j} \int_{A_i} \frac{\cos \beta_i}{S_{ji}^2} \tau(S_{ji}) dA_i dV_j \quad (2.86)$$

Este termo tem as dimensões de uma área e depende exclusivamente do arranjo geométrico do sistema e do coeficiente de absorção do meio.

Considere-se agora a troca de energia radiante entre duas superfícies da cavidade com gás cinza participante entre elas, conforme esquematizado na Figura (2.18).

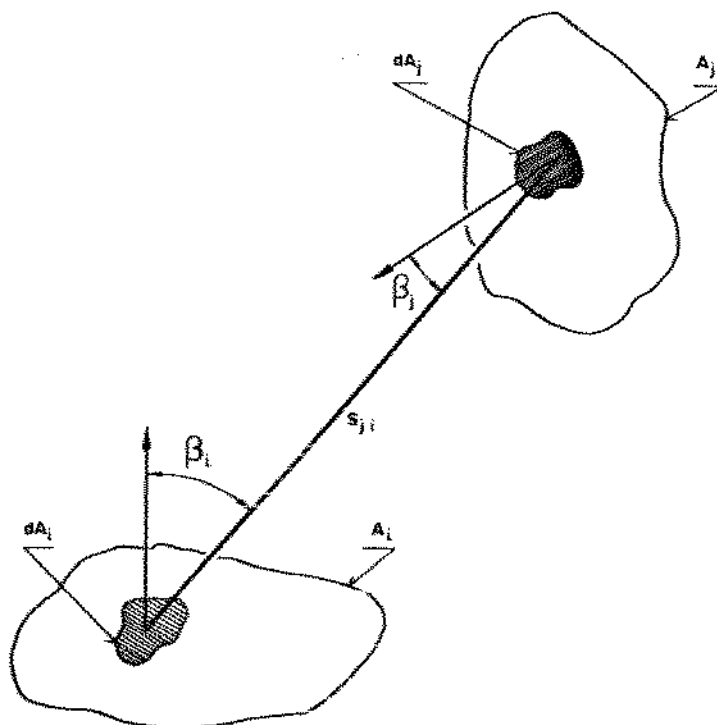


Figura (2.18) - Troca de energia radiante entre duas superfícies.

A energia radiante total que deixa A_j e alcança A_i é dada por:

$$Q_{A_j \rightarrow A_i} = B_j \int_{A_j} \int_{A_i} \frac{\cos \beta_i \cos \beta_j}{\pi S_{ji}^2} \tau(S_{ji}) dA_i dA_j \quad (2.87)$$

onde B_j é a radiosidade da superfície A_j .

A taxa líquida de energia entre A_i e A_j é:

$$Q_{A_j \leftarrow A_i} = \left[\int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\beta_i \cos\beta_j}{\pi S_{ij}^2} \tau(S_{ij}) dA_i dA_j \right] (B_i - B_j) \quad (2.88)$$

sendo que:

$$\overline{s_i s_j} = \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos\beta_i \cos\beta_j}{\pi S_{ij}^2} \tau(S_{ij}) dA_i dA_j \quad (2.89)$$

é a área de troca direta superfície-superfície, que também tem dimensão de área e depende exclusivamente do arranjo geométrico do sistema e do coeficiente de absorção do meio.

No caso da troca de energia radiante entre duas zonas gasosas, a área de troca direta gás-gás é obtida de:

$$\overline{g_i g_j} = \frac{\mathcal{V}^2}{\pi} \int_{V_i} \int_{V_j} \frac{\tau(S_{ji})}{S_{ji}^2} dV_i dV_j \quad (2.90)$$

Quando o meio é cinza e as superfícies da cavidade são perfeitamente difusas, as áreas de troca obedecem a lei da reciprocidade:

$$\overline{s_i s_j} = \overline{s_j s_i} ; \quad \overline{g_i s_j} = \overline{s_j g_i} ; \quad \overline{g_i g_j} = \overline{g_j g_i}$$

A somatória das taxas de energia radiante que deixam uma zona e alcançam cada uma das outras zonas da cavidade, incluindo ela própria, é igual à taxa de energia que deixa esta zona. Assim, para uma zona de superfície A_i emitindo para as n zonas de superfície e para as m zonas de volume da cavidade:

$$B_i \sum_{j=1}^n \overline{s_i s_j} + B_i \sum_{j=1}^m \overline{s_i g_j} = A_i B_i$$

ou,

$$\sum_{j=1}^n \overline{s_i s_j} + \sum_{j=1}^m \overline{s_i g_j} = A_i \quad (2.91)$$

Supondo que as superfícies da cavidade sejam além de isotérmicas, perfeitamente difusas para reflexão e emissão e cinzas, tem-se que o fluxo de energia radiante H_i (irradiação) que chega na superfície A_i é parcialmente absorvido, na fração $\alpha_i H_i$, e parcialmente refletido, na fração $\rho_i H_i$, onde α_i é a absorptância e ρ_i a refletância da superfície A_i .

O fluxo de energia radiante que deixa a superfície A_i é dado por:

$$B_i = \varepsilon_i E_{s_i} + \rho_i H_i \quad (2.92)$$

onde ε_i é a emitância da superfície e E_{s_i} é o poder emissivo de corpo negro da superfície ($\sigma T_{s_i}^4$).

A taxa de energia radiante líquida emitida pela superfície é dada pela diferença entre o que sai e o que chega:

$$\frac{Q_i}{A_i} = B_i - H_i \quad (2.93)$$

ou, usando a equação (2.92) para eliminar H_i e, sabendo que $\rho_i = 1 - \varepsilon_i$, tem-se:

$$\frac{Q_i}{A_i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} [E_{s_i} - B_i] \quad (2.94)$$

Numa cavidade, a taxa de energia $A_i H_i$ que chega em uma zona de superfície A_i é dada pela soma dos produtos dos fluxos que deixam cada uma das outras zonas da cavidade pelas respectivas áreas de troca direta relativas à zona de superfície A_i em questão.

Assim:

$$A_i H_i = \sum_j \overline{s_j s_i} B_j + \sum_j \overline{g_j s_i} E_{g_j} \quad (2.95)$$

Combinando (2.95) com (2.92) vem:

$$\sum_j \left(\overline{s_{ji}} - \frac{\delta_{ij} A_i}{\rho_i} \right) B_j = - \frac{A_i \epsilon_i E_{s_i}}{\rho_i} - \sum_j \overline{g_{ji}} E_{g_j} \quad (2.96)$$

Podem ser obtidas equações semelhantes para as outras zonas de superfície da cavidade, constituindo um sistema de equações possível de ser resolvido por um método apropriado. Neste trabalho adotou-se a metodologia proposta por Noble (1975).

Se alguma superfície da cavidade for negra, ou seja, se $\rho_i = 0$, a equação (2.96) torna-se:

$$- A_i B_i = - A_i E_{s_i}, \text{ ou } B_i = E_{s_i} \quad (2.97)$$

Esta conclusão era esperada pelo fato que numa superfície negra a radiosidade é igual ao poder emissivo de corpo negro, devido à ausência de reflexão.

A equação (2.96) pode ser usada diretamente para avaliar o fluxo líquido de energia radiante em cada zona, dadas as temperaturas de todas as zonas, ou para avaliar as áreas de troca totais para uso em balanços de energia não restritos somente ao transporte radiante.

Considere-se, por exemplo, uma zona de superfície A_j como a única zona que está emitindo na cavidade, com poder emissivo de corpo negro $E_{s_j} = 1$. As demais zonas de superfície e gasosas são admitidas com poder emissivo de corpo negro igual a zero [$E_s = E_g = 0$].

O fluxo de energia radiante que deixa cada zona de superfície A_i como resultado da emissão da zona de superfície A_j é designado B_{ji} e pode ser obtido da resolução do sistema de equações (2.96).

A taxa líquida de energia radiante absorvida em cada zona de superfície A_i , devida somente à emissão de A_j , é, conforme a equação

(2.94):

$$-j \left[Q_i \right] = \frac{A_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i} \left[E_{s_i} - j B_i \right] \quad (2.98)$$

sendo que E_{s_i} é igual a zero, como já dito anteriormente.

Para o caso especial de $A_i = A_j$, a taxa líquida de energia radiante absorvida em A_i devida à emissão de A_i seria a taxa emitida menos a taxa absorvida pelas outras superfícies, isto é:

$$-i \left[Q_i \right] = A_i \epsilon_i E_{s_i} - \frac{A_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i} \left[E_{s_i} - i B_i \right]$$

ou

$$-i \left[Q_i \right] = \frac{A_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i} \left[i B_i - \epsilon_i E_{s_i} \right] \quad (2.99)$$

Expressando as equações (2.98) e (2.99) com uma única equação, tem-se:

$$j \left[Q_i \right] = \frac{A_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i} \left[\frac{B_i}{E_{s_j}} - \delta_{ij} \epsilon_j \right] E_{s_j} \quad (2.100)$$

A equação (2.100) representa a taxa líquida de energia radiante absorvida em A_i devido à existência de A_j como único emissor. Expressão análoga pode ser obtida para a taxa líquida em A_j quando A_i é a única superfície emissora, substituindo-se E_{s_i} por E_{s_j} . A taxa de energia líquida trocada entre as duas superfícies da cavidade quando ambas emitem pode ser obtida de:

$$\begin{aligned} Q_{j \rightarrow i} &= \left[\frac{A_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i} \left(\frac{B_i}{E_{s_j}} - \delta_{ij} \epsilon_j \right) \right] (E_{s_j} - E_{s_i}) \\ &= \left[\frac{A_j \epsilon_j}{1 - \epsilon_j} \left(\frac{B_j}{E_{s_i}} - \delta_{ij} \epsilon_i \right) \right] (E_{s_i} - E_{s_j}) \end{aligned} \quad (2.101)$$

O termo entre colchetes é chamado de área de troca total

superfície-superfície $\overline{S_i S_j}$. Esta grandeza é a constante de proporcionalidade entre a taxa radiante líquida trocada entre duas zonas de superfície isotérmicas da cavidade e a diferença entre seus poderes emissivos de corpo negro. Ela representa o efeito do tamanho e da forma da cavidade e das características do meio e das superfícies na troca de energia radiante entre duas zonas quaisquer do sistema.

Argumentos semelhantes podem ser utilizados para o cálculo das áreas de troca totais $\overline{GS}$ e $\overline{GG}$.

Dessas definições decorre que a emissão de uma superfície A_i por unidade de poder emissivo deve ser igual à soma das áreas de troca desta superfície com todas as outras zonas, gasosas ou de superfície, ou seja:

$$\sum_j \overline{S_j S_i} + \sum_j \overline{G_j S_i} = A_i \epsilon_i \quad (2.102)$$

Analogamente, para a zona gasosa V_i :

$$\sum_j \overline{G_j G_i} + \sum_j \overline{S_j G_i} = 4 \pi V_i \quad (2.103)$$

Até aqui, considerou-se que o gás participante é cinza. O gás cinza é um modelo de gás no qual se admite que o coeficiente de absorção é independente do comprimento de onda e da temperatura e a radiação é atenuada exponencialmente com a distância.

Um gás real, porém, emite somente em algumas bandas do espectro, como esquematizado na Figura (2.19).

Uma descrição de gás real pode ser obtida considerando cada banda de emissão do gás como uma fração do espectro de um gás cinza distinto, como esquematizado na Figura (2.20).

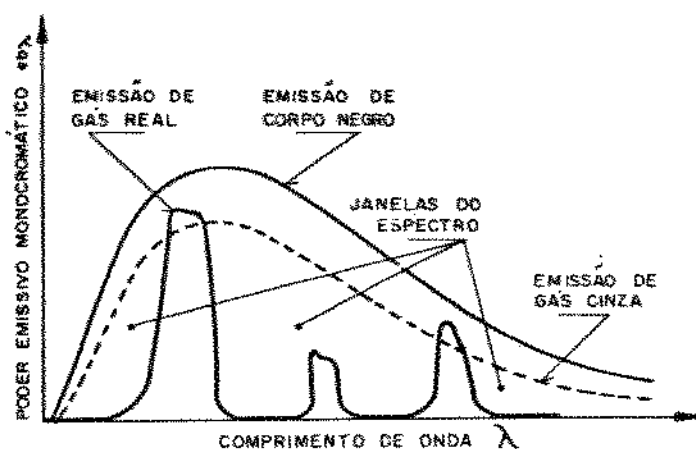


Figura (2.19) - Emissão de gás real.

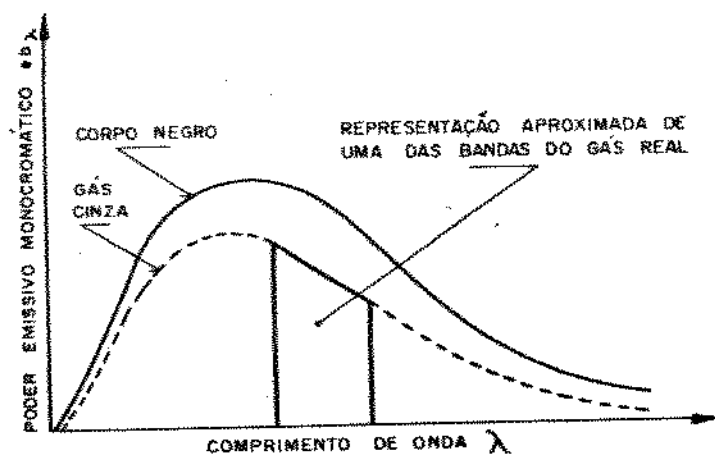


Figura (2.20) - Modelo de uma banda de emissão de um gás real

A emitância de um volume uniforme de gás num raio de comprimento L é:

$$e_g(T_g, P, L) = \frac{\int_0^{\infty} e_{b\lambda}(\lambda, T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_{\lambda} L) \right] d\lambda}{\sigma T_g^4} \quad (2.104)$$

onde:

T_g : temperatura do gás;

P : pressão do gás;

$eb_\lambda(\lambda, T_g)$: poder emissivo monocromático de corpo negro à temperatura T_g ;

$\epsilon_\lambda = \left[1 - \exp(-\kappa_\lambda L) \right]$: emitância monocromática do gás, e

κ_λ : coeficiente de absorção do gás.

Supondo que existam n bandas de emissão no espectro de gás real, tem-se que:

$$\epsilon_g = \sum_{k=1}^n \frac{\int_{\Delta\lambda_k} eb_\lambda(\lambda, T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_{\lambda k} L) \right] d\lambda}{\sigma T_g^4} \quad (2.105)$$

O coeficiente de absorção do gás cinza que representa a emissão em uma dada banda do espectro é o valor médio do coeficiente de absorção do gás real na banda. Como o coeficiente de absorção de um gás cinza não depende do comprimento de onda, o termo $\left[1 - \exp(-\kappa_{\lambda k} L) \right]$ relativo à emitância monocromática do gás pode sair da integral.

Então:

$$\epsilon_g = \sum_{k=1}^n \left[1 - \exp(-\kappa_k L) \right] \frac{\int_{\Delta\lambda_k} eb_\lambda(\lambda, T_g) d\lambda}{\sigma T_g^4} \quad (2.106)$$

onde κ_k é o coeficiente de absorção do gás cinza correspondente à k -ésima banda.

As bandas do espectro do gás real onde não há absorção são chamadas comumente de janelas do espectro e podem ser modeladas como um gás transparente com coeficiente de absorção nulo.

As n frações do tipo $\frac{\int_{\Delta\lambda_k} eb_\lambda(\lambda, T_g) d\lambda}{\sigma T_g^4}$ representam a contribui-

ção de cada banda do espectro de emissão do gás real na emissão de corpo negro a temperatura do gás.

Designando estas frações de $a_{g_k}(T_g)$, a emitância do gás real fica aproximada pela série:

$$\epsilon_g = \sum_{k=0}^n a_{g_k}(T_g) \left[1 - \exp(-\mathcal{K}_k L) \right] \quad (2.107)$$

onde o termo para $k=0$ representa o gás transparente

Como os pesos da série são frações da emissão do gás eles devem ser positivos.

Quando L tende a infinito, a emitância do gás tende a um, deste modo:

$$\sum_{k=1}^n a_{g_k}(T_g) = 1 \quad (2.108)$$

A absorptância de um gás a T_g para uma radiação proveniente de uma superfície cinza ou negra a T_s pode ser representada por uma série semelhante à anterior:

$$\alpha_{gs} = \sum_{k=0}^n a_{s_k}(T_s, T_g) \left[1 - \exp(-\mathcal{K}_k L) \right] \quad (2.109)$$

com

$$\sum_{k=1}^n a_{s_k}(T_s, T_g) = 1 \quad (2.110)$$

Para a aplicação devida deste modelo algumas considerações adicionais devem ser feitas:

- a) Toda a dependência da temperatura costuma ser colocada nos a 's, ou seja, a variação de ϵ_g com T_g e de α_{gs} com T_s e T_g é devida à variação dos a 's. Supõe-se que os coeficientes de absorção dos componentes cinzas do gás real permaneçam

- constantes. Segundo Hottel (1967), foi determinado que $a_{g,k}$ e $a_{s,k}$ são dependentes exclusivamente da temperatura do emissor. ϵ_g depende de $a_{g,k}$, que depende da temperatura do gás, e $\alpha_{g,s}$ depende de $a_{s,k}$, que depende da temperatura da superfície.
- b) Em geral $n \leq 3$ dependendo, no entanto, do formato da curva $\epsilon_g \times \lambda L$, da composição do gás e da presença de gradientes de temperatura no gás.
- c) Hottel (1967) afirma que normalmente $a_g(T_g)$ e $a_s(T_s)$ podem ser representadas sem maior erro por uma mesma função.

Para um gás real a troca líquida de energia entre as zonas da cavidade não é mais proporcional à diferença entre seus poderes emissivos de corpo negro.

Em sistemas de paredes cinzas, caso que se está analisando, deve-se levar em conta a variação da transmitância com o comprimento de onda. Nas bandas do espectro de gás real onde há forte absorção, a radiação proveniente de uma zona da cavidade será atenuada após poucas passagens através do gás, enquanto que nas janelas do espectro ou mesmo nas bandas de fraca absorção a radiação proveniente de uma zona só será completamente absorvida após várias passagens através do gás e após várias reflexões na parede. Deste modo, a troca de energia radiante entre 2 zonas i e j da cavidade não é mais adequadamente descrita por uma única área de troca $\overline{S_i S_j}$ ($\overline{G_i G_j}$ ou $\overline{G_i S_j}$) uma vez que a intensidade de radiação vai se modificando após as sucessivas passagens através do gás. Como o espectro de emissão do gás real é considerado composto de frações do espectro de emissão de gases cinzas, o fluxo radiante entre 2 zonas da cavidade torna-se a soma das contribuições independentes de cada banda do espectro ponderadas com as funções $a_g(T_g)$ e $a_s(T_s)$ avaliadas na temperatura da zona emissora.

$$Q_{V_i \leftrightarrow A_j} = \left\{ \sum_{k=0}^n a_{g,k}(T_{g_i}) [\overline{G_i S_j}]_k \right\} E_{g_i} - \left\{ \sum_{k=0}^n a_{s,k}(T_{s_j}) [\overline{S_j G_i}]_k \right\} E_{s_j} \quad (2.111)$$

Os termos entre chaves são designados por $\overline{G_i S_j}$ e $\overline{S_j G_i}$ e são

chamados de áreas de fluxo direcionado. A direção da seta é a direção do fluxo radiante.

Nesta nomenclatura:

$$Q_{v_i \rightarrow A_j} = \overrightarrow{G_{i \rightarrow j}} E_{g_i} - \overrightarrow{S_{j \rightarrow i}} E_{s_j} \quad (2.112)$$

Expressões semelhantes podem ser escritas para $\overrightarrow{S_{i \rightarrow j}}$ e $\overrightarrow{G_{i \rightarrow j}}$.

O Método das Zonas de Hottel permite determinar:

- as distribuições de temperatura e fluxos de calor nas superfícies de uma cavidade de formato e tamanho especificados, e
- a distribuição de temperaturas no espaço gasoso interno à cavidade, sendo que a composição e o padrão de escoamento do gás devem ser pré-estabelecidos.

No presente trabalho cada elemento longitudinal de tubo constituiu uma cavidade dividida em uma zona de volume e 14 zonas de superfície, sendo que 12 estão situadas na superfície lateral e 2 fecham a cavidade, conforme a Figura (2.21).

A aplicação do Método das Zonas compreende as seguintes etapas:

- 1) Aos dados disponíveis sobre o gás de processo, ajusta-se as funções emitância x comprimento e absorptância x comprimento, do tipo:

$$\epsilon_g = \sum_{k=0}^n a_{g_k}(T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_k L) \right] \quad (2.113)$$

e

$$\alpha_{gs} = \sum_{k=0}^n a_{s_k}(T_s) \left[1 - \exp(-\kappa_k L) \right] \quad (2.114)$$

onde n é o número de gases cinzas componentes do gás real.

Para isto é necessária a determinação de um conjunto adequado de $\mathcal{X}_k$'s e a obtenção da variação de a_{s_k} e a_{g_k} com a temperatura, de modo que o modelo seja compatível com o gás real que se quer descrever. A obtenção do modelo de gás real do gás de processo utilizado como referência deste trabalho é apresentado no Apêndice C.

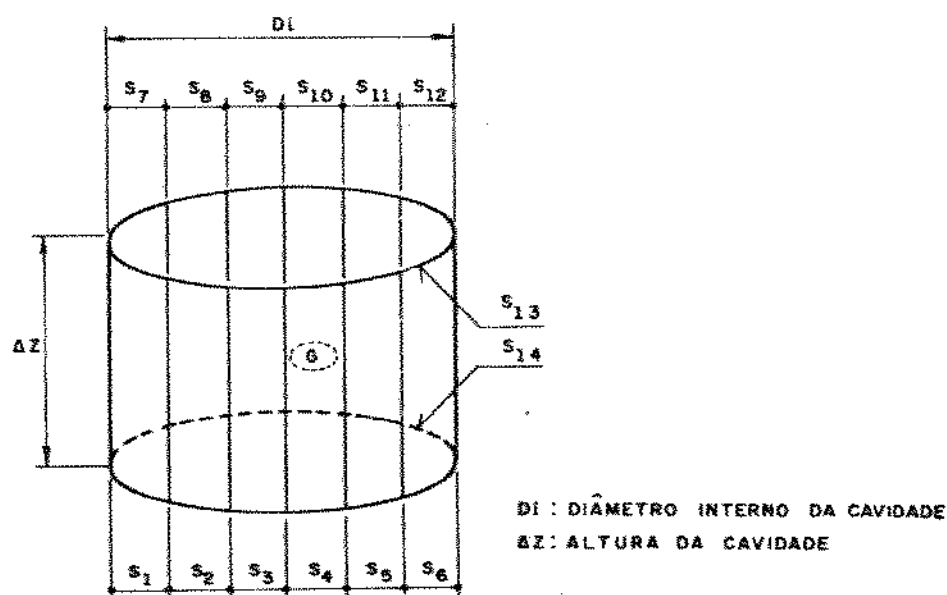


Figura (2.21) - Esquema da divisão da cavidade em zonas

- 2) Avaliação das áreas de troca direta $\overline{ss}$ e $\overline{sg}$. Um conjunto para cada um dos n valores de $\mathcal{X}$. A descrição da obtenção das áreas de troca direta para a geometria mostrada na Figura (2.21) é apresentada no Apêndice E.
- 3) Cálculo das áreas de troca totais $\overline{SS}$ e $\overline{SG}$. Um conjunto para cada um dos n valores de $\mathcal{X}$. As áreas de troca totais foram obtidas a partir das áreas de troca direta segundo a metodologia proposta por Noble (1975).
- 4) Estimativa de um campo de temperaturas e cálculo das áreas

de fluxo direto entre cada par de zonas da cavidade:

$$\overrightarrow{S_i S_j} = \sum_{k=0}^n a_{s_k}(T_{s_i}) [\overrightarrow{S_i S_j}]_k \quad (2.115)$$

$$\overrightarrow{S_i G_j} = \sum_{k=0}^n a_{s_k}(T_{s_i}) [\overrightarrow{S_i G_j}]_k \quad (2.116)$$

- 5) Cálculo da taxa radiante líquida que deixa cada zona de superfície i da cavidade de acordo com:

$$Q_i = \varepsilon_i A_i E_{s_i} - \sum_j \overrightarrow{S_j S_i} E_{s_j} - \sum_j \overrightarrow{G_j S_i} E_{g_j} \quad (2.117)$$

O fluxo radiante líquido em cada superfície é dado por:

$$q_{ri} = \frac{Q_i}{A_i} \quad (2.118)$$

sendo este o fluxo que deve ser usado no cálculo do G_θ da expressão (2.31).

- 6) Balanço de energia em cada zona de superfície da cavidade, conforme a equação (2.29), resolução da equação e cálculo de uma nova distribuição de temperaturas.
- 7) Comparação da distribuição de temperaturas calculada com a distribuição admitida na etapa 4. Repetição a partir da etapa 4 até que haja convergência do campo de temperaturas.
- 8) Repetição do mesmo processo em todas as cavidades do sistema, ou seja, em cada um dos elementos longitudinais de tubo.

CAPÍTULO 3

VERIFICAÇÃO DE AQUECEDORES DE FLUIDOS DE PROCESSO

3.1 - Introdução

A verificação é uma das etapas do projeto de um equipamento, onde se examina se o conjunto de parâmetros pré-estabelecidos determinam um equipamento adequado às condições do processo.

Este capítulo apresenta um método desenvolvido para a verificação e otimização térmica da seção radiante de aquecedores de fluidos de processo.

Como já foi mencionado, o tipo de aquecedor estudado neste trabalho é cilíndrico vertical, com um queimador situado no fundo e tubos dispostos verticalmente em uma fileira única em frente à parede de refratários. O método de verificação desenvolvido, no entanto, é flexível e pode ser adaptado a aquecedores cilíndricos verticais com diferentes geometrias.

A aplicação deste método permite ao projetista verificar não só como o equipamento proposto se comporta sob o ponto de vista térmico mas, também, se em alguns pontos do tubo há a ocorrência de níveis de temperatura que não atendam às especificações do material.

O método também é útil quando se necessita ajustar um aquecedor já existente a condições de operações diversas das utilizadas no projeto original.

Por se tratar do caso mais geral, o presente trabalho analisou o aquecimento de um gás de processo considerando a troca de energia radiante dentro dos tubos. O método também pode ser utilizado para líquidos de processo, com a supressão de algumas etapas.

As dimensões e o tipo de forno, o fluido e as condições de processo, o tipo de combustível, as condições de queima, bem como as propriedades térmicas e de transporte do fluido de processo e dos

gases de combustão utilizadas como referência foram fornecidas pela PETROBRAS e estão descritas no Apêndice A.

As propriedades radiantes do gás de processo foram obtidas através do modelo descrito na seção 2.3.4, segundo os dados apresentados no Apêndice C. O método de obtenção das propriedades radiantes do gás de combustão é descrito no Apêndice D.

Como se está estudando o aquecimento de gás, o balanço de energia da equação (2.29) continua válido para cada elemento longitudinal de tubo.

Para a determinação da distribuição longitudinal do fluxo de calor radiante e convectivo absorvido pelos tubos o método utilizado baseia-se no desenvolvido por Lobo(1974). Os demais termos que constam no balanço de energia são obtidos conforme indicado no Capítulo 2.

É apresentada inicialmente a descrição do método de cálculo da distribuição longitudinal do fluxo de calor radiante e convectivo absorvido pelos tubos e, a seguir, a sistemática de utilização do método de verificação térmica de aquecedores.

3.2 - Cálculo da Distribuição Longitudinal do Fluxo de Calor Radiante e Convectivo Absorvido pelos Tubos.

3.2.1 - Introdução

A taxa total de energia absorvida pelo fluido de processo pode ser obtida fazendo-se um balanço global na cavidade do forno. Um balanço deste tipo, entretanto, não fornece informação alguma sobre a distribuição da absorção de energia.

O conhecimento desta distribuição é importante, tanto na obtenção da distribuição da temperatura de parede dos tubos quanto na verificação da ocorrência de algum ponto de superaquecimento no tubo ou no fluido de processo.

Em 1939, Lobo e Evans publicaram um artigo que tratava do dimensionamento da seção radiante de aquecedores utilizados em refinarias de petróleo. Este método se baseia na hipótese de que a

temperatura de equilíbrio do gás de combustão na seção radiante do forno é igual à temperatura de saída destes gases, obtida de um balanço de energia. A temperatura das superfícies frias também era considerada constante, ou seja, o forno era considerado isotérmico.

Este modelo era satisfatório para as geometrias de aquecedores utilizados na época. Porém, com a utilização de fornos verticais esta hipótese não poderia mais ser considerada válida. Em 1974, Lobo propôs uma extensão do método de Lobo e Evans para levar em conta a variação da temperatura do gás de combustão e das superfícies frias da cavidade ao longo da altura do forno. Neste método a cavidade do forno é dividida em fatias, cada qual considerada como uma câmara isotérmica onde o método tradicional de Lobo e Evans poderia ser aplicado.

Neste trabalho utilizou-se mais a filosofia destes métodos do que eles propriamente ditos, já que o cálculo da parcela radiante da transferência de calor dos gases de combustão para a superfície dos tubos foi efetuado através de correlações propostas por Hottel (1967) para a troca de energia entre gás real e superfície cinza, e o coeficiente de película utilizado no cálculo da convecção foi o sugerido por Gnielinski, conforme descrito no capítulo 2. Adicionalmente analisou-se o efeito das curvas de liberação de energia pela chama ao longo de seu comprimento.

3.2.2 - Balanço de Energia em Câmaras Isotérmicas

A energia total absorvida pelo fluido de processo na seção radiante de aquecedores é obtida da seguinte equação de balanço:

$$Q_T = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S - Q_V - Q_G \quad (3.1)$$

onde:

- Q_T : carga térmica do processo na seção radiante, igual à taxa de calor absorvida pelos tubos;
- Q_F : taxa de calor liberada na queima do combustível;
- Q_A : calor sensível do ar de combustão caso haja pré-aquecimento deste acima de 25°C (temperatura de

referência);

Q_R : calor sensível do gás de combustão caso haja recirculação do mesmo;

Q_S : calor sensível do vapor de atomização do combustível;

Q_V : perda de calor através das paredes do forno (normalmente suposta 2% de Q_F), e

Q_G : calor sensível dos gases de combustão que deixam a seção radiante.

Adequando-se esta equação ao tipo de forno que se está analisando, tem-se:

$$Q_T = Q_F - Q_V - Q_G \quad (3.2)$$

O calor sensível dos gases de combustão deixando a seção radiante a T_{gc} é dado por:

$$Q_G = \dot{m}_c G' \overline{cp}_{gc} (T_{gc} - T_{ref}) \quad (3.3)$$

onde:

$\dot{m}_c$: consumo de combustível;

G' : razão entre a descarga dos gases de combustão e o consumo de combustível, obtida da estequiometria da combustão para um determinado excesso de ar;

T_{gc} : temperatura de saída dos gases de combustão, considerada também a temperatura de equilíbrio dos gases de combustão na seção radiante do forno; e

$\overline{cp}_{gc}$: calor específico médio dos gases de combustão entre T_{gc} e a temperatura de referência, neste caso igual a 25°C.

A taxa líquida de energia transferida às superfícies na seção radiante do forno é dada por:

$$Q = (\overline{\epsilon S}) E_g - (\overline{\epsilon S}) E_s + h_{ce} A_{se} (T_{gc} - T_s) + h_r A_t (T_{gc} - T_s)$$

onde:

- E_g : poder emissivo de corpo negro do gás de combustão a T_{gc} , igual a σT_{gc}^4 ;
 E_s : poder emissivo de corpo negro da superfície do tubo a T_s , igual σT_s^4 ;
 h_{ce} : coeficiente de película entre os gases de combustão e a superfície dos tubos;
 h_r : coeficiente de película entre os gases de combustão e as superfícies refratárias;
 A_{se} : área da superfície lateral externa dos tubos;
 A_t : área total de refratários; e
 $\overrightarrow{GS}$ e $\overleftarrow{GS}$: áreas de fluxo direcionado entre o volume gasoso e a superfície dos tubos.

Segundo Lobo e Evans a troca de calor por convecção nos refratários é aproximadamente igual à perda de energia entre os refratários e o meio externo. Assim sendo, o termo $h_r A_t (T_{gc} - T_s)$ pode ser retirado da equação (3.4).

Reescrevendo a equação (3.4) para obtenção da taxa de energia absorvida pelo fluido de processo:

$$Q_T = (\overrightarrow{GS}) E_g - (\overleftarrow{GS}) E_s + h_{ce} A_{se} (T_{gc} - T_s) \quad (3.5)$$

Para o caso de um gás real à temperatura uniforme confinado numa cavidade formada por uma superfície fria de área A_s e uma superfície refratária de área A_r , cinzas e a temperaturas uniformes, tem-se, de acordo com Hottel (1967) que:

$$\overrightarrow{GS} = \frac{1}{\frac{1}{A_s} + \left[\frac{1}{\epsilon_s} - 1 \right] + \frac{1}{(\overrightarrow{GS})_b}} \quad (3.6)$$

onde $(\overrightarrow{GS})_b$ é a área de fluxo direcionado gás-superfície se a

superfície fosse negra, dada por:

$$(\overline{GS})_b = \epsilon_g \left[A_s + \frac{A_r}{1 + \frac{\epsilon_g}{1 - \epsilon_g} \frac{1}{F_{rs}}} \right] \quad (3.7)$$

e

ϵ_g : emitância do gás de combustão à temperatura de equilíbrio T_{gc} ;

ϵ_s : emitância da superfície fria à temperatura de equilíbrio T_s , e

F_{rs} : fração da radiação emitida pelo refratário que é absorvida pela superfície fria.

Analogamente,

$$\overline{GS} = \frac{1}{\frac{1}{A_s} + \left[\frac{1}{\epsilon_s} - 1 \right] + \frac{1}{(\overline{GS})_b}} \quad (3.8)$$

onde $(\overline{GS})_b$ é a área de fluxo direccionado superfície-gás se a superfície fosse negra:

$$(\overline{GS})_b = \alpha_{gs} \left[A_s + \frac{A_r}{1 + \frac{\alpha_{gs}}{1 - \alpha_{gs}} \frac{1}{F_{rs}}} \right] \quad (3.9)$$

onde α_{gs} é a absorptância do gás de combustão à temperatura de equilíbrio T_{gc} relativa a uma radiação emitida a T_s .

Hottel considera esta simplificação para o tratamento de gases não-cinzas como suficiente para muitos casos de engenharia. Em sistemas cujas superfícies absorvedoras sejam cinzas com emitância menor do que 0,8, no entanto, o cálculo da transmissão entre as superfícies e o gás deve levar em conta a variação da transmitância do gás com o comprimento de onda e o modelo de gás real como soma ponderada de gases cinzas, descrito na seção 2.3.4, deve ser

utilizado.

Substituindo as equações (3.8) a (3.9) em (3.5), vem:

$$Q = \frac{A_s \sigma T_{gc}^4}{\frac{1}{\epsilon_s} - 1 + \frac{1}{\epsilon_g^*}} - \frac{A_s \sigma T_s^4}{\frac{1}{\epsilon_s} - 1 + \frac{1}{\alpha_{gs}^*}} + h_{ce} A_{se} (T_{gc} - T_s) \quad (3.10a)$$

onde:

$$\epsilon_g^* = \epsilon_g \left[1 + \left(\frac{A_r}{A_s} \right) \frac{1}{1 + \frac{\epsilon_g}{1 - \epsilon_g} \frac{1}{F_{rs}}} \right] \quad e \quad (3.10b)$$

$$\alpha_{gs}^* = \alpha_{gs} \left[1 + \left(\frac{A_r}{A_s} \right) \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{gs}}{1 - \alpha_{gs}} \frac{1}{F_{rs}}} \right] \quad (3.10c)$$

A determinação dos termos que constam nas equações (3.10) é apresentada a seguir:

a) Determinação de A_s

A superfície fria da seção radiante de um forno consiste de uma série de tubos paralelos. Parte da radiação proveniente da cavidade do forno é absorvida diretamente pela superfície dos tubo e parte passa por eles sem ser absorvida, alcançando a superfície refratária. Os refratários, por sua vez, re-radiam esta energia em direção aos tubos, onde parte é absorvida e parte retorna para a cavidade do forno.

Uma simplificação na análise desta situação tão complexa pode ser feita definindo-se uma área equivalente às áreas das superfícies dos tubos, A_{cp} . Em fornos cilíndricos esta área é igual à área da superfície cilíndrica de raio igual à distância entre o eixo do forno e a linha de centro dos tubos. Uma vez que os tubos não absorvem toda a energia que incide sobre eles, esta área deve ser multiplicada por

um fator α , função do arranjo dos tubos e do espaçamento entre eles.

Desprezando-se a curvatura do aquecedor cilíndrico, algo possível de ser feito segundo Mekler e Fairall, este fator α pode ser entendido como a razão f_t entre a energia total radiante absorvida pelos tubos e a energia radiante que seria absorvida caso a fileira de tubos fosse considerada um plano de absorptância igual à absorptância da superfície do tubo (equação (2.60)).

O produto (αA_{cp}) ou $(f_t A_{cp})$ é chamado de área de superfície fria equivalente e é a área da superfície plana que tem a mesma capacidade de absorção que a bancada real de tubos.

A área A_s que aparece nas correlações anteriores é, portanto, igual a $f_t A_{cp}$.

b) Determinação de A_r

A área da superfície refratária a ser considerada corresponde à parte que não é coberta pelo feixe de tubos, logo:

$$A_r = A_t - f_t A_{cp} \quad (3.11)$$

onde:

A_t : somatória das áreas de refratário na seção radiante do forno, e

A_r : área efetiva de refratário.

c) Determinação de A_{se}

A_{se} é a área da superfície lateral dos tubos do aquecedor dada por:

$$A_{se} = N 2\pi r_o L$$

onde:

N : número de tubos;

r_o : raio externo do tubo, cm

L : comprimento do tubo na seção radiante.

d) Determinação de F_{rs}

Como já citado, o termo F_{rs} é a fração da radiação emitida pelo refratário que é absorvida pela superfície dos tubos.

No tipo de forno que se está estudando, a maior parte do refratário está localizada na envoltória lateral do forno. Considerando que somente a re-radiação dessa superfície é relevante, o cálculo de F_{rs} pode ser efetuado com base nas hipóteses descritas na seção 2.3.1.b.

Supondo que a superfície refratária e a linha de centro dos tubos constituam planos paralelos infinitos:

$$F_{rs} = \frac{r_o}{C} \left\{ 2 \cos^{-1} \left(\frac{2 r_o}{C} \right) + \frac{C}{r_o} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2 r_o}{C} \right)^2} \right] \right\} \quad (3.12)$$

onde C é o espaçamento entre centros de tubos.

Conforme já citado anteriormente, esta hipótese é válida para aquecedores cilíndricos com diâmetro maior do que 12 vezes o diâmetro dos tubo (Mekler e Fairall, 1952).

e) Determinação de h_{ce}

O coeficiente de película entre o gás de combustão e a superfície dos tubos é calculado a partir da correlação proposta por Gnielinski, apresentada na seção 2.3.2 pela equação (2.62).

f) Determinação de ϵ_g e α_{ga}

A emitância e a absorptância do gás de combustão foram obtidas do trabalho de Smith, Shen e Friedman (1982). A explicação da sistemática utilizada pelos autores é descrita no Apêndice D.

3.2.3 - Balanço de Energia em Câmaras Não-isotérmicas

Para o cálculo do fluxo de calor absorvido pelos tubos em fornos que não podem ser considerados câmaras isotérmicas, o procedimento proposto por Lobo (1974) estabelece que a cavidade do forno pode ser dividida em fatias e que cada uma dessas fatias pode então ser considerada uma câmara isotérmica. Valendo-se da mesma hipótese adotada na determinação do balanço de energia em câmaras isotérmicas tem-se que a temperatura de equilíbrio do gás de combustão em cada fatia é a temperatura de saída do gás após a troca de energia com a superfície fria da fatia.

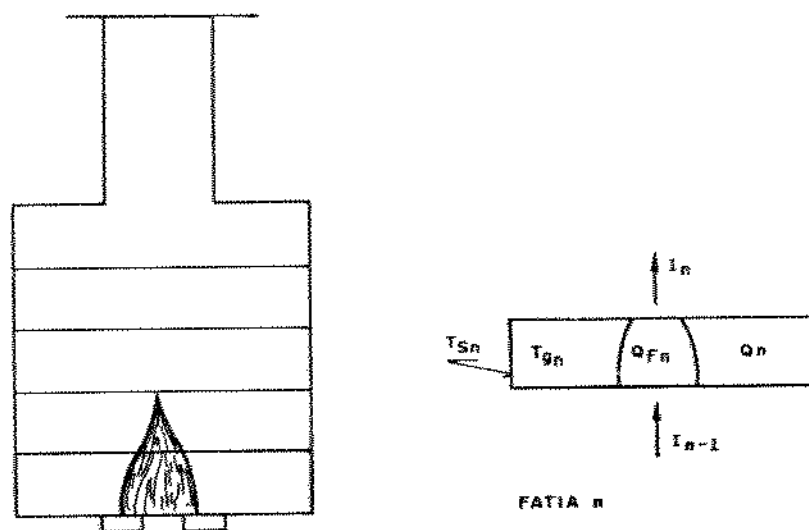


Figura 3.1 - Esquema da divisão da cavidade do forno em fatias

Efetuando-se um balanço de energia em uma fatia n da cavidade do forno, conforme a Figura (3.1), tem-se que:

$$I_{n-1} + Q_{Fn} = Q_n + I_n \quad (3.13)$$

sendo:

I_{n-1} : taxa de energia proveniente da fatia anterior que entra na fatia n em questão sob a forma de calor sensível dos

gases de combustão:

$$I_{n-1} = \dot{m}_{gc} \overline{cp}_{gc} (T_{gcn-1}) (T_{gcn-1} - T_{ref}) ; \quad (3.14)$$

Q_{Fn} : taxa de energia liberada pelo combustível na fatia;

Q_n : taxa de energia absorvida pela parede dos tubos presentes na fatia;

I_n : taxa de energia que passa para a fatia seguinte sob a forma de calor sensível dos gases de combustão:

$$I_n = \dot{m}_{gc} \overline{cp}_{gc} (T_{gcn}) (T_{gcn} - T_{ref}) ; \quad (3.15)$$

onde:

$\dot{m}_{gc}$: descarga dos gases de combustão;

$\overline{cp}_{gc}$: calor específico médio dos gases de combustão entre a temperatura dos gases na fatia considerada e uma temperatura de referência, neste caso 25°C, e

T_{gcn} : temperatura de equilíbrio dos gases de combustão na fatia n.

A taxa de calor Q_n absorvido pela superfície dos tubos na fatia n é dada por uma expressão semelhante à equação (3.5), aplicada à fatia n:

$$Q_n = (\overline{\epsilon S})_n \sigma T_{gcn}^4 - (\overline{\epsilon S})_n \sigma T_{sn}^4 + h_{cen} A_{sen} (T_{gcn} - T_{sn}) \quad (3.16)$$

onde T_{sn} é a temperatura média da parede do tubo na fatia.

A divisão da cavidade do forno proposta por Lobo determina que na extremidade onde se situa o queimador a fatia deve ser de uma altura tal que todo o combustível seja queimado naquele espaço. O comprimento desta primeira fatia é função do comprimento da chama e das dimensões do forno ou, mais especificamente, do comprimento médio efetivo do feixe radiante. O fluxo de calor absorvido pelos tubos nesta fatia, portanto, é uniforme.

Sabe-se, no entanto, que isto não ocorre realmente na câmara de combustão. A chama libera energia segundo um perfil próprio, função do

queimador e do tipo de combustível que se está utilizando. Este é um dado que o fabricante do queimador deve fornecer.

Com o intuito de elaborar este método foram propostos dois perfis de liberação de energia pela chama. O primeiro perfil admite que ao longo do comprimento da chama a liberação de energia é constante em cada fatia. O segundo perfil, proposto por Roesler (1967), sugere que a liberação de energia pela chama pode ser dada por uma parábola do tipo:

$$q(z, L) = \delta \left[\frac{Q_F}{L_c} \right] \left[\frac{z}{L_c} - \frac{z^2}{L_c^2} \right] \quad (3.17)$$

onde:

L_c : comprimento da câmara de combustão, e

z : coordenada na direção da altura do forno.

A liberação pela chama em uma fatia n é dada pela seguinte integração:

$$Q_{Fn} = \int_{z_{n-1}}^{z_n} q(z, L_c) dz \quad (3.18)$$

A comparação entre os resultados obtidos sem e com a imposição dos perfis de liberação é apresentada no Capítulo 4.

3.3 - Sistemática do Método de Verificação

1) Levantamento dos dados do fluido de processo:

Os dados de processo de interesse na verificação térmica do aquecedor são:

-Definição do fluido de processo;

-Composição do fluido e fase;

(Observar que este método, como apresentado, se aplica a aquecimento de fluidos na faixa de temperatura onde não ocorre mudança de fase);

- Temperaturas de entrada e saída;
- Descarga do fluido;
- Carga Térmica;
- Propriedades térmicas e de transporte do fluido e sua dependência com a temperatura, incluindo as propriedades radiantes quando se tratar de aquecimento de gás.

2) Levantamento dos Dados da Combustão:

- Definição do tipo de combustível;
- Poder calorífico inferior do combustível;
- Composição do combustível;
- Estequiometria da combustão, excesso de ar utilizado e composição dos gases de combustão;
- Propriedades térmicas e de transporte do gás de combustão e sua dependência com a temperatura, inclusive propriedades radiantes.

3) Especificação do Aquecedor a ser verificado

- Tipo de aquecedor;
- Dimensões do aquecedor tais como: diâmetro do aquecedor, número de tubos, espaçamento entre centros de tubos, diâmetro da abertura do queimador, diâmetro da abertura da chaminé;
- Especificação dos tubos: diâmetro, espessura de parede e material.

4) Divisão da cavidade do forno em fatias ao longo da altura.

5) Estimativa Inicial da eficiência do Aquecedor

Nesta etapa admite-se uma eficiência do aquecedor e calcula-se o consumo de combustível.

$$\dot{m}_c = \frac{Q_T}{\eta \text{ pci}} \quad (3.19)$$

sendo,

- $\dot{m}_c$: consumo de combustível;
 Q_T : carga térmica do processo;
 η : eficiência estimada, e
 pci : poder calorífico inferior do combustível.

O consumo de combustível e o calor liberado na combustão são fatores determinantes na escolha do queimador a ser utilizado. O tipo de queimador, por sua vez, estabelece o comprimento da chama e a curva de liberação de energia na câmara de combustão.

- 6) Estimativa inicial da distribuição longitudinal da temperatura média da parede do tubo e da temperatura dos gases de combustão.

- 7) Balanço de energia em cada fatia.

O balanço de energia em cada fatia da cavidade do forno é feito conforme a equação (3.13). Substituindo-se as equações (3.14), (3.15) e (3.16) em (3.13), tem-se:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{gc} \overline{cp}_{gc} (T_{gcn-i} - T_{ref}) + Q_{Fn} = \\
 = (\overline{\epsilon\sigma})_n T_{gcn}^4 - (\overline{\epsilon\sigma})_n T_{an}^4 + h_{cen} A_{cen} (T_{gcn} - T_{an})
 \end{aligned} \quad (3.20)$$

Nas fatias onde não mais ocorre a combustão o termo Q_{Fn} é suprimido.

A estimativa inicial da distribuição longitudinal da temperatura dos gases de combustão na seção radiante do forno é utilizada para a obtenção de suas propriedades na primeira rodada de cálculo.

Utilizando-se a estimativa inicial da temperatura da parede do tubo na equação (3.20), a única incógnita é a temperatura do gás de combustão. Aplicando-se a equação (3.20) em cada fatia obtém-se uma nova distribuição longitudinal da temperatura do gás de combustão.

Este procedimento é realizado consecutivamente até que haja convergência entre os resultados obtidos em duas rodadas sucessivas.

Após a convergência, tem-se que, para uma determinada distribuição da temperatura média da parede do tubo, as taxas de calor radiante e convectivo absorvido em cada fatia pelos tubos são dadas por:

$$Q_{w_r} = (\overline{GS}) \sigma T_{gc}^4 - (\overline{GS}) \sigma T_s^4 \quad e \quad (3.21)$$

$$Q_{w_c} = h_{ce} A_{se} (T_{gc} - T_s) \quad (3.22)$$

8) Cálculo da distribuição longitudinal e circunferencial da temperatura da parede dos tubos.

Nesta etapa o tubo é dividido em elementos longitudinais de mesma altura que as fatias hipotéticas do aquecedor.

Cada elemento longitudinal de tubo é dividido em elementos circunferenciais, conforme apresentado na seção 2.2.

A distribuição circunferencial do fluxo de calor absorvido pelos tubos é obtida a partir dos valores calculados da distribuição longitudinal, conforme descrito na etapa 7) e segundo o método apresentado na seção 2.3.1.b.

Fazendo-se um balanço de energia em cada elemento circunferencial de tubo, como o da equação (2.11), e aplicando-se toda a teoria descrita no capítulo 2 para o caso de aquecimento de gás, obtém-se uma nova distribuição longitudinal e circunferencial da temperatura da parede dos tubos.

A temperatura média de cada elemento longitudinal de tubo é obtida conforme a equação (3.23):

$$\bar{T}_n = \sqrt[4]{\frac{\sum_{l=1}^{nt} T_{n,l}^4}{nt}} \quad (3.23)$$

onde:

- $T_{n,i}$: temperatura do i-ésimo elemento circunferencial do n-ésimo elemento longitudinal de tubo;
 n_t : número de elementos circunferenciais de tubo;
 $\bar{T}_n$: temperatura média do n-ésimo elemento longitudinal de tubo.

Este procedimento é repetido para todos os elementos longitudinais de tubo.

Tendo-se a distribuição longitudinal da temperatura média da parede dos tubos volta-se à etapa 7) e recalcula-se uma nova distribuição de fluxo de calor e, a partir desta, uma nova distribuição de temperaturas (etapa 8)), até que haja convergência entre os resultados obtidos em iterações consecutivas.

9) Teste da temperatura de saída do gás de processo

Nesta etapa se compara a temperatura de saída do gás de processo obtida com a temperatura requerida.

Caso elas não coincidam o procedimento a ser realizado é o seguinte:

-Calcula-se a perda de calor sensível Q_p pelos gases de combustão na saída da última fatia da cavidade;

-Calcula-se uma nova eficiência para o forno:

$$\eta' = \frac{Q_F - Q_p}{Q_F}$$

Com a nova eficiência volta-se à etapa 5), calcula-se um novo consumo de combustível e refaz-se o procedimento descrito, até que a temperatura de saída do gás de processo obtida seja aproximadamente igual à necessária.

Após alcançada a convergência, este método fornece como dados de saída os seguintes parâmetros:

- Eficiência do aquecedor;
- Consumo de combustível necessário;
- Distribuição longitudinal da temperatura do gás de processo e

- do gás de combustão;
- Distribuição longitudinal e circunferencial da temperatura de pele dos tubos.

CAPÍTULO 4

APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Este capítulo é dividido em duas seções. Na primeira são apresentados os resultados de distribuição da temperatura da parede do tubo para os casos de aquecimento de líquido e gás. A segunda seção trata da apresentação dos resultados da verificação de aquecedores para diferentes perfis de liberação de energia pela chama, conforme descrito no Capítulo 3.

4.1 - Análise das Distribuições da Temperatura de Pele

Nesta seção são apresentadas inicialmente as distribuições da temperatura de pele dos tubos para o caso de aquecimento de líquido, variando-se a vazão do líquido de processo, o espaçamento entre tubos e o tipo de combustível. Tal análise tem o objetivo de determinar os efeitos produzidos pela variação destes parâmetros tanto na distribuição longitudinal e circunferencial da temperatura da parede dos tubos quanto na temperatura máxima alcançada. São também comparados os resultados obtidos utilizando-se o número de Nusselt constante na seção transversal do elemento longitudinal de tubo (Gnielinski) e o número de Nusselt variando circunferencialmente (Gärtner et al.). Além disso, a distribuição da temperatura máxima de cada elemento longitudinal de tubo ao longo da altura do forno foi comparada com resultados obtidos da aplicação de métodos teóricos e empíricos tradicionais.

Em seguida, analisou-se o caso de aquecimento de gás. Distribuições longitudinais e circunferenciais foram obtidas para as cargas térmicas máxima, normal e mínima, tanto para número de Nusselt constante na seção transversal dos elementos longitudinais de tubo

(Gnielinski) quanto para número de Nusselt variável circunferencialmente (Gärtner et al.)

4.1.1 - Caso de Aquecimento de Líquido

Como mencionado anteriormente, o líquido utilizado como referência neste trabalho é o gasóleo, aquecido em um forno cilíndrico vertical típico com altura útil de 6 m, tubos de 5 polegadas de diâmetro nominal, arranjos verticalmente ao longo da parede em uma fileira única de tubos e em várias passagens. Neste forno o gasóleo escoou sem mudança de fase. As dimensões do aquecedor, as propriedades e condições de operação típicas deste fluido foram fornecidas pela PETROBRAS - SA e são descritas no Apêndice A.

Dois arranjos de tubos foram estudados: espaçamento entre centros de tubos de 2 e 2,5 diâmetros e duas vazões do fluido de processo: 25200 kg/h e 50400 kg/h.

Os dados experimentais de Hoogendoorn, Ballintjin e Dorresteijs de distribuição longitudinal do fluxo de calor para queima de óleo e gás combustível foram impostos a cada um dos arranjos em estudo. O número de passagens nos tubos é o necessário para que a temperatura de saída do gasóleo seja aproximadamente 360°C, conforme requerido pelo processo.

O mecanismo predominante de troca de calor dentro dos tubos é a convecção. Isto ocorre porque os líquidos mais opacos têm pequena participação na troca radiante. Isto foi confirmado pela pouca relevância apresentada na parcela radiante do fluxo de calor total líquido trocado pela superfície interna do tubo.

A Figura (4.1) mostra distribuições circunferenciais típicas da temperatura da parede do tubo.

Os pontos onde ocorrem as temperaturas máximas são aqueles voltados para dentro da cavidade do forno. Nota-se que para o espaçamento maior entre tubos, mantendo-se iguais os demais parâmetros, a variação das temperaturas é menor. Para o caso descrito pela figura, a temperatura máxima obtida para o espaçamento de 2

diâmetros é cerca de 4,7% maior que a temperatura máxima para espaçamento de 2,5 diâmetros.

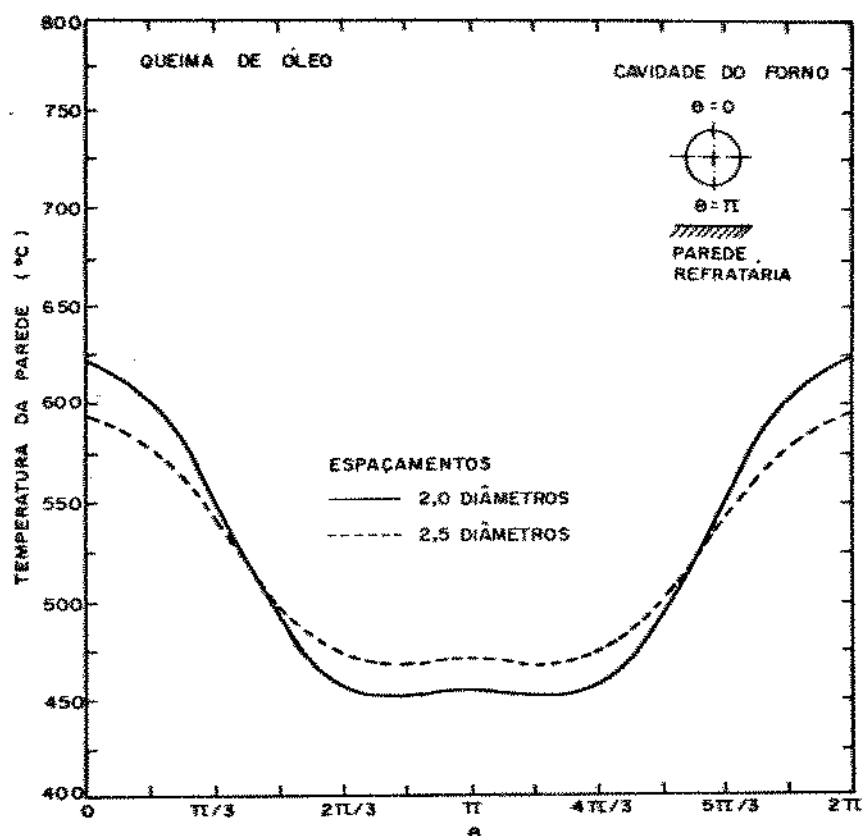


Figura (4.1) - Perfis típicos de distribuição circunferencial de temperaturas para espaçamento entre tubos de 2 e 2,5 diâmetros. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Última passagem nos tubos; elemento de temperatura máxima. Queima de óleo.

A Figura (4.2) compara as distribuições da temperatura máxima dos elementos longitudinais de tubo ao longo da altura do forno na primeira e na última passagem de um feixe, quando se varia a vazão do líquido de processo.

Uma redução de 50% na vazão faz com que haja um acréscimo de 18% na maior temperatura alcançada na parede do tubo.

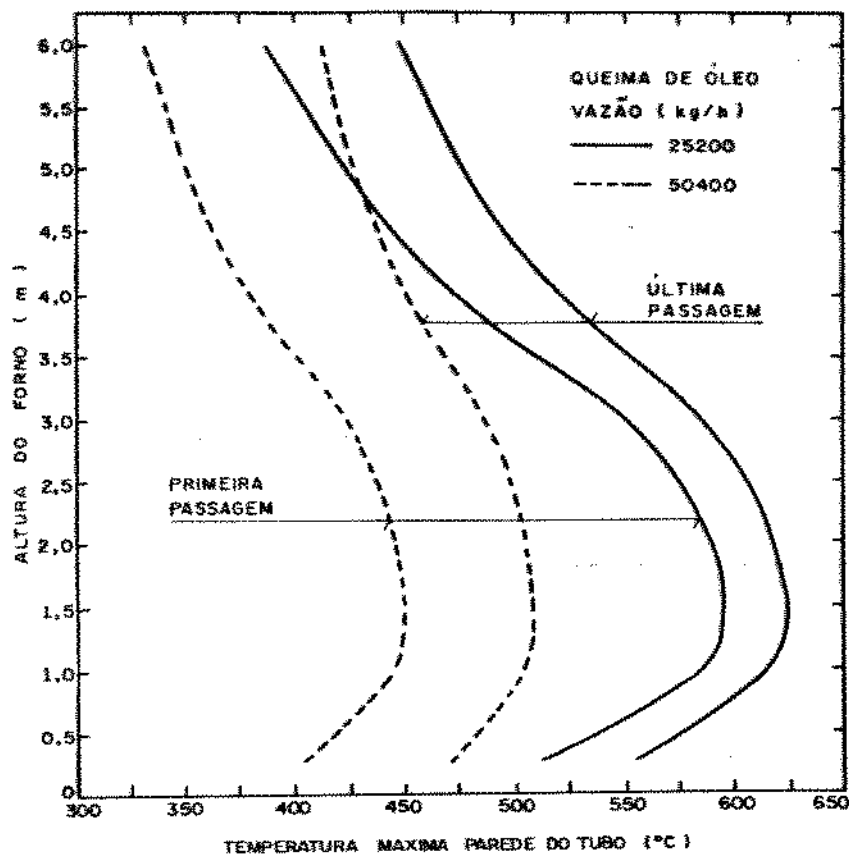


Figura (4.2) - Efeito da vazão do líquido de processo na distribuição da temperatura máxima dos tubos. Última passagem nos tubos. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. Queima de óleo.

Na Figura (4.3) observa-se a influência do arranjo dos tubos e do tipo de combustível queimado na temperatura máxima da parede do tubo.

Pode-se notar, na queima de gás combustível, que com espaçamento entre tubos de 2,5 diâmetros ocorre uma redução de 2,8% na temperatura máxima da parede quando comparada à temperatura obtida com o espaçamento de 2 diâmetros. Para óleo combustível a redução é ainda maior, cerca de 4,5%. Também nesta figura observa-se a grande

diferença nos perfis de distribuição de temperatura quando da queima de gás e óleo.

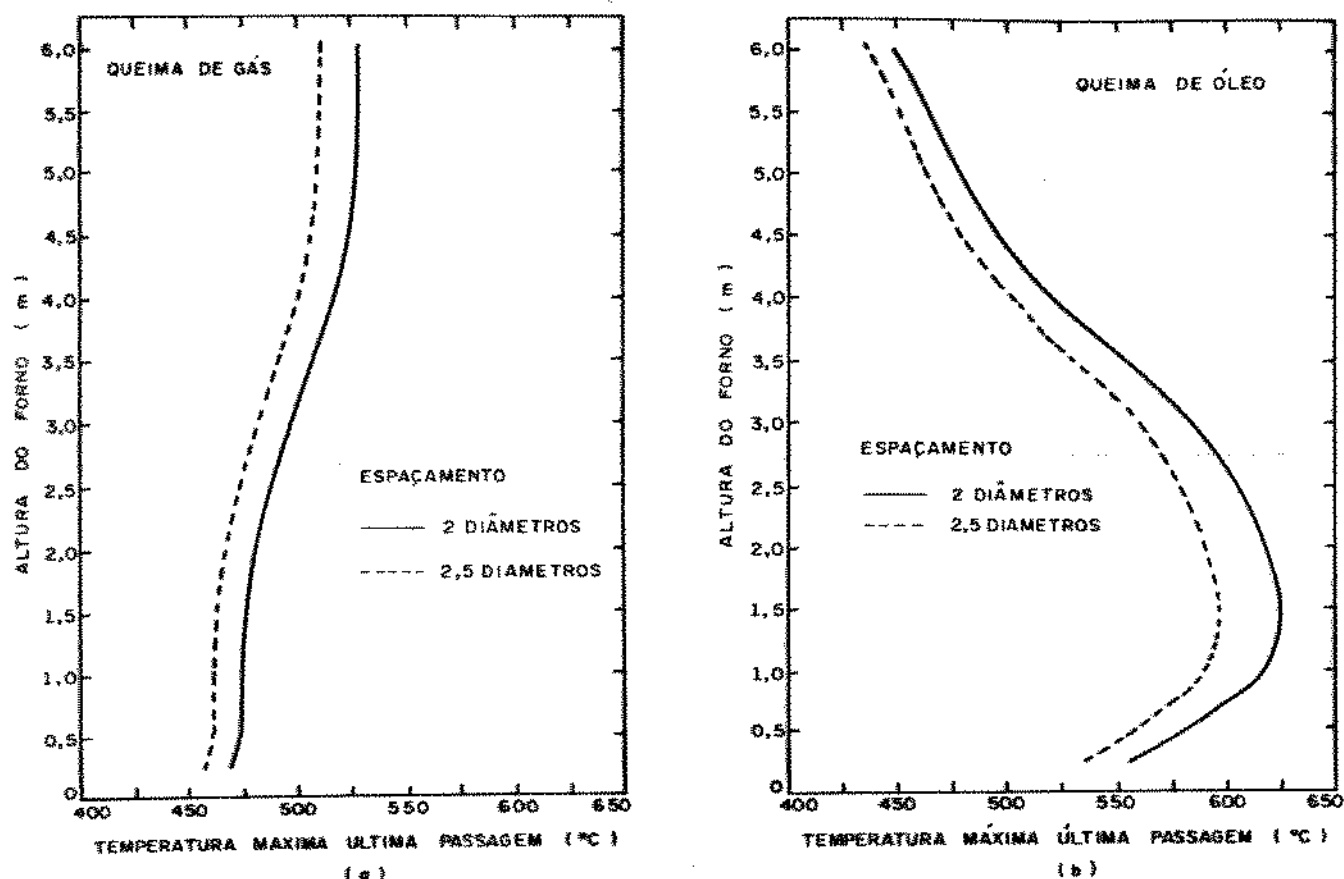


Figura (4.3) - Efeito do espaçamento entre tubos e do tipo de combustível na distribuição da temperatura máxima dos tubos. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. a) Queima de gás, b) queima de óleo.

A diferença entre as distribuições da temperatura máxima do tubo na última passagem quando são utilizados o Nusselt constante (Gnielinski) e o Nusselt variando circunferencialmente (Gärtner et al.) na seção transversal do elemento longitudinal de tubo é mostrada na Figura (4.4).

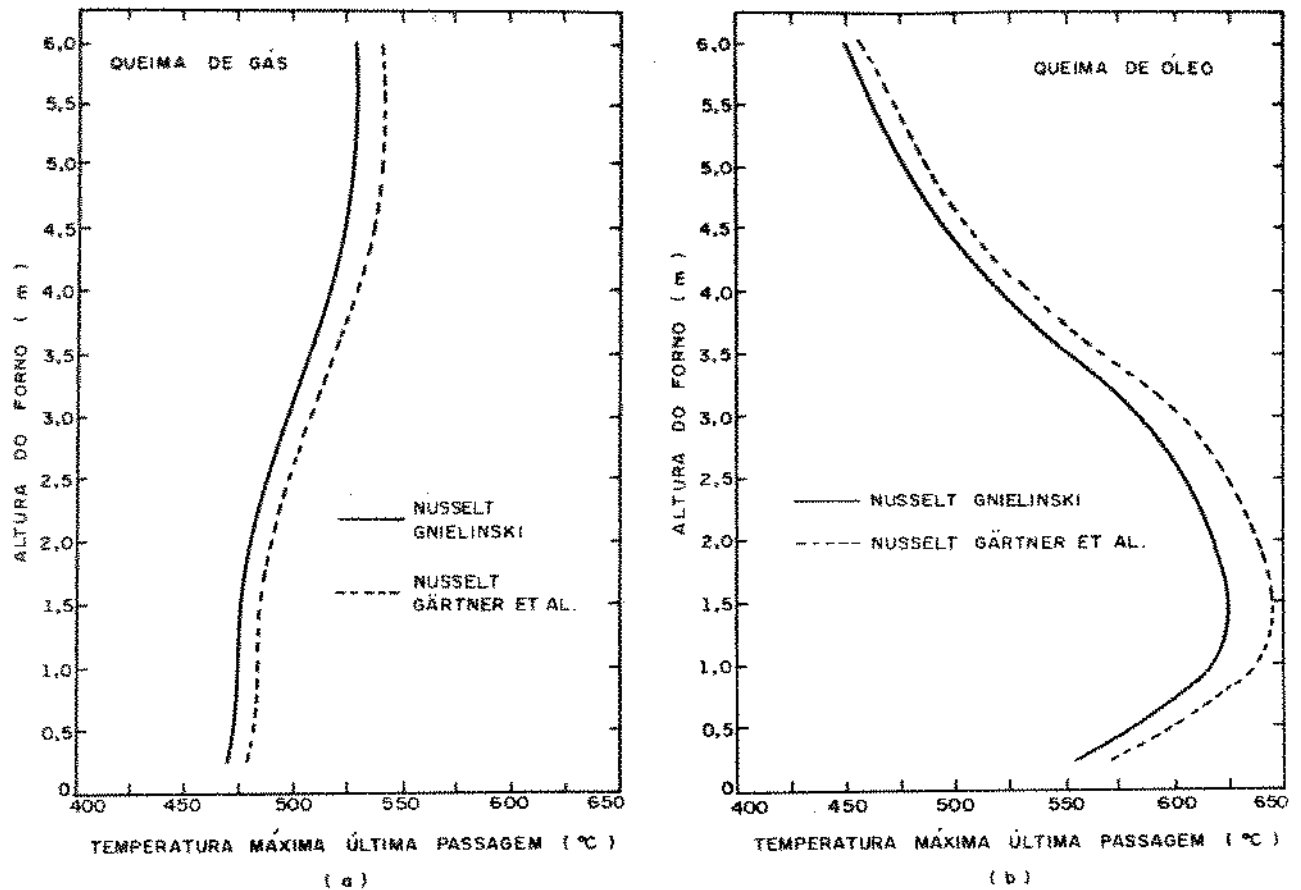


Figura (4.4) - Efeito da variação circunferencial do Número de Nusselt no cálculo da distribuição da temperatura máxima dos tubos. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. a) Queima de gás, b) queima de óleo.

Observa-se através destas figuras que a alteração nos valores da distribuição da temperatura máxima da parede do tubo é muito pequena quando se leva em conta a variação circunferencial do Número de Nusselt. No caso apresentado pela Figura (4.4) a variação máxima para gás combustível é de 2,4% e para óleo é de 3,3%. A distribuição circunferencial da temperatura da parede do tubo também é pouco sensível à variação circunferencial do Número de Nusselt, conforme apresentado na Figura (4.5).

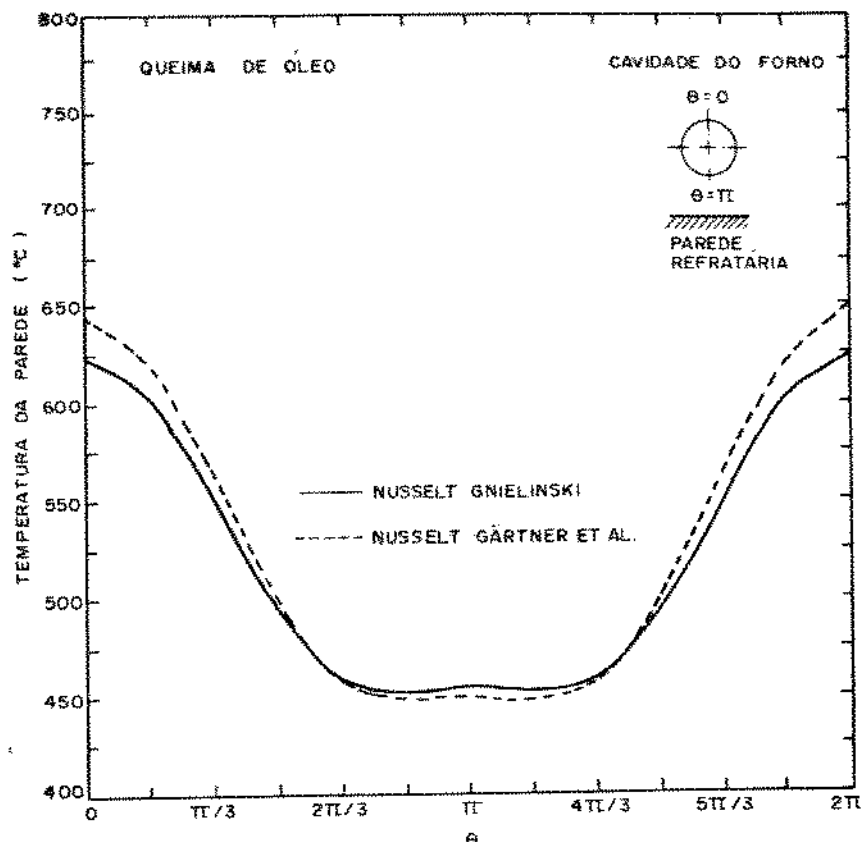


Figura (4.5) - Efeito da variação circunferencial do Número de Nusselt no cálculo da distribuição circunferencial da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Última passagem nos tubos. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. Queima de óleo.

Nota-se que utilizando-se o Número de Nusselt proposto por Gärtner et al. a amplitude da variação de temperaturas é maior, porém não é muito significativa, sendo que, no caso representado é 3,3% maior em $\theta=0$ e 1,1% menor em $\theta=\pi$.

As Figuras (4.6) a (4.8) apresentam a comparação da temperatura máxima da parede do tubo aplicando-se os métodos empíricos de Wimpres e Mekler e Fairall, os métodos teóricos de Ungar e Doll-Steinberg e os

perfis obtidos de distribuição da temperatura máxima na última passagem. É importante ressaltar que todos os métodos comparados, exceto o descrito neste trabalho, não levam em conta a variação longitudinal da distribuição de temperaturas.

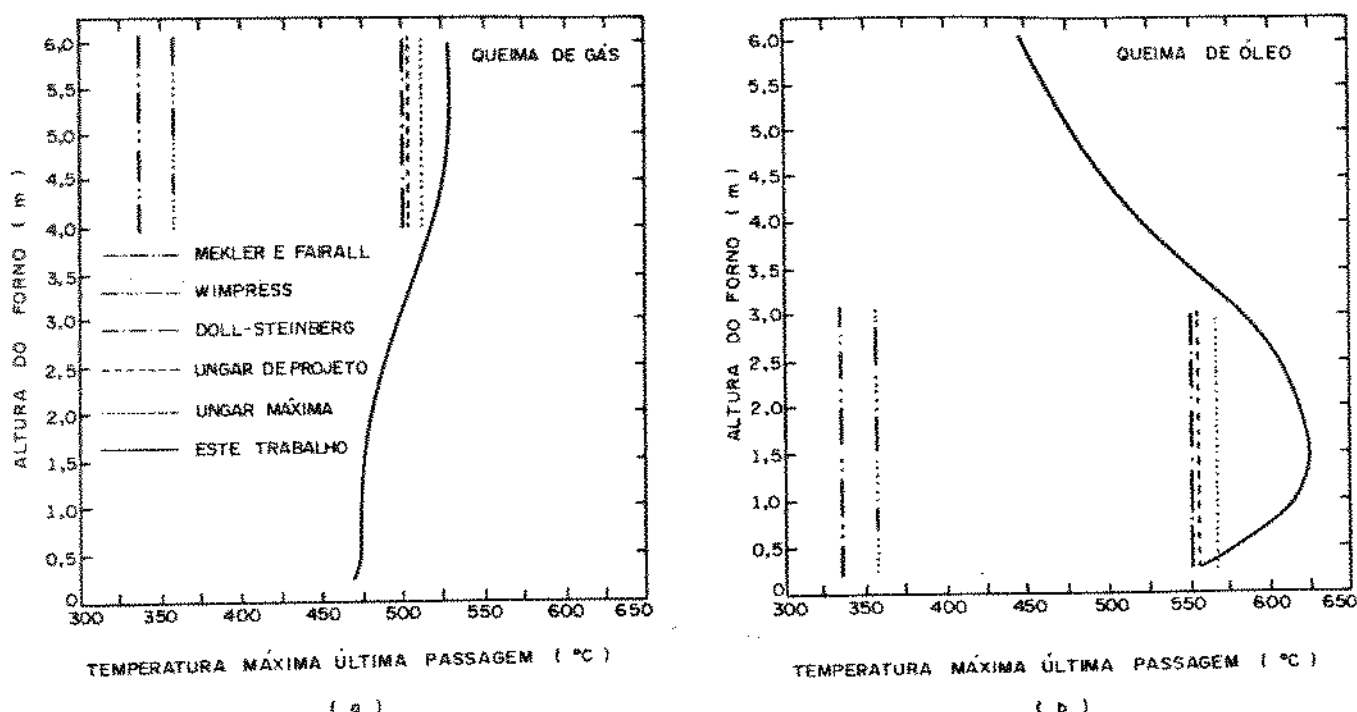


Figura (4.6) - Comparação dos métodos de cálculo da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. a) Queima de gás; b) queima de óleo.

A Figura (4.6) apresenta as temperaturas máximas da parede do tubo na última passagem para espaçamento entre tubos de 2 diâmetros e vazão do líquido de processo de 25200 kg/h obtidas com gás e óleo combustíveis. Nota-se que a maior temperatura que a parede do tubo alcança quando calculada pelo método descrito neste trabalho é maior do que as calculadas pelos métodos relacionados. No caso de queima de gás combustível (Figura 4.6a), ela supera a temperatura máxima de Ungar em 3,4%, a temperatura de projeto de Ungar em 5,1%, a temperatura de projeto de Doll-Steinberg em 5,7%, a temperatura de projeto de Wimpres em 48% e a temperatura de projeto de Mekler e

Fairall em 57%. Com óleo combustível, a disparidade é maior ainda. A temperatura máxima alcançada pela parede do tubo é 10% maior que temperatura máxima de Ungar, 12,5% maior que a temperatura de projeto de Ungar, 13% maior que a temperatura de projeto de Doll-Steinberg, 75% maior que temperatura de projeto de Wimpres e 87% maior que a temperatura de projeto de Mekler e Fairall.

A Figura (4.7), para um arranjo de tubos com espaçamento de 2,5 diâmetros, mantendo-se a mesma vazão, mostra que as disparidades persistem em níveis um pouco inferiores aos do caso anterior.

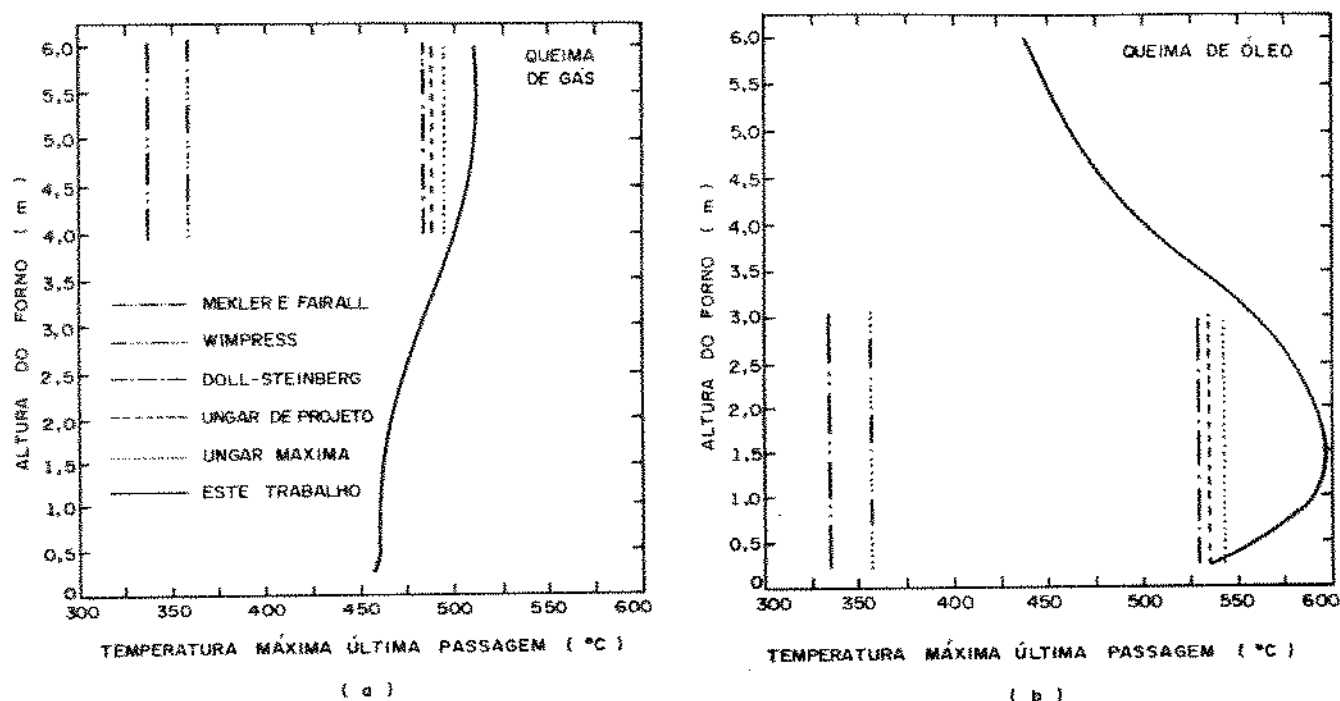


Figura (4.7) - Comparação dos métodos de cálculo da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 25200 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2,5 diâmetros. a) Queima de gás; b) queima de óleo.

Para gás combustível a temperatura máxima alcançada pela parede do tubo é cerca de 3,4%, 4,8%, 5,6%, 43% e 52% superior às temperaturas máxima de Ungar, de projeto de Ungar, de projeto de Doll-Steinberg, de projeto de Wimpres e de projeto de Mekler e

Fairall, respectivamente. Quando se queima óleo as diferenças sobem para 9,9%, 11,7%, 12,8%, 67% e 78%, respectivamente.

Na Figura (4.8) , que representa o mesmo caso da Figura (4.6), com a vazão do fluido de processo de 50400 kg/h no entanto, observa-se que as disparidades caem consideravelmente.

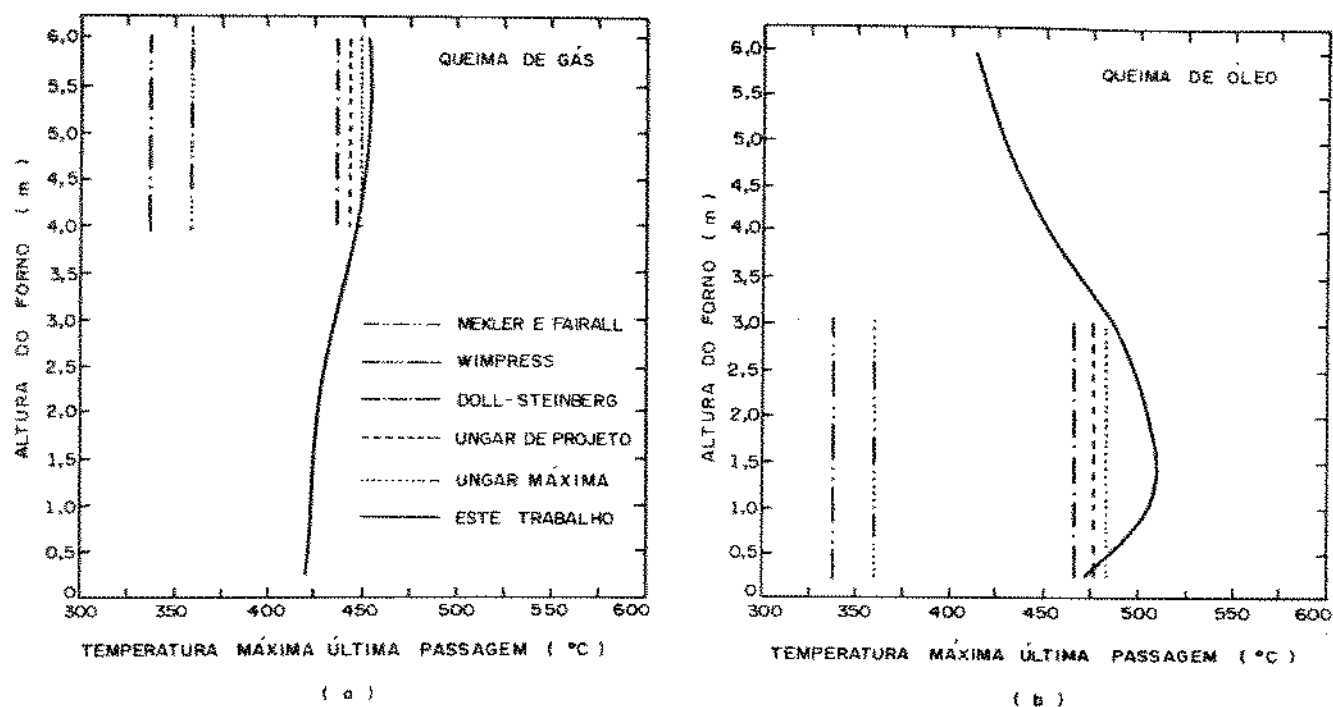


Figura (4.8) - Comparação dos métodos de cálculo da temperatura da parede do tubo. Aquecimento de líquido; vazão: 50400 kg/h. Espaçamento entre tubos: 2 diâmetros. a) Queima de gás; b) queima de óleo.

As temperaturas máximas obtidas, as temperaturas calculadas pelos métodos relacionados e a diferença percentual entre elas são apresentadas na Tabela (4.1).

COMBUSTIVEL: GAS				
METODOS	Espaçamento: 2 diâmetros			
	Vazão: 25200 kg/h		Vazão: 50400 kg/h	
	Temperatura (°C)	Redução %	Temperatura (°C)	Redução %
Este trabalho	529,5	-	454,1	-
Ungar máximo	511,9	3,4	448,1	1,3
Ungar projeto	504,0	5,1	443,4	2,4
Doll-Steinberg	501,0	5,7	438,1	4,1
Wimpress	358,9	47,5	358,9	28,5
Mekler et al.	338,7	57,3	338,7	34,9
COMBUSTIVEL: ÓLEO				
Este trabalho	624,8	-	509,2	-
Ungar máximo	566,6	10,3	483,0	5,4
Ungar projeto	555,6	12,5	476,6	6,8
Doll-Steinberg	551,8	13,2	466,5	9,2
Wimpress	356,9	75,1	360,0	41,4
Mekler et al.	334,6	86,7	338,0	50,7

Tabela (4.1) - Tabela comparativa de temperaturas

Como foi constatado na observação da Figura (4.2) e reforçado pelos resultados apresentados na Tabela (4.1), o efeito do aumento da vazão do fluido de processo é reduzir os níveis de temperatura alcançados na parede do tubo. Como os métodos relacionados geralmente estimam temperaturas mais baixas que as calculadas pelo método deste trabalho, as diferenças tendem a se reduzir quando a vazão é maior.

Observa-se também que, em geral, para uma distribuição de fluxo de calor incidente mais uniforme, como no caso da queima de gás, as discrepâncias tendem a diminuir. Isto ocorre porque todos os métodos

trabalham com fluxos médios de calor na câmara de combustão. Quanto mais suave for a distribuição do fluxo de calor, menos desvio haverá entre o fluxo de calor médio e o fluxo de calor local e, conseqüentemente, mais realista será a estimativa de temperaturas pelos métodos simplificados tradicionais.

4.1.2 - Caso de Aquecimento de Gás

O gás de processo utilizado como referência neste trabalho é o Gás de Retortagem de Xisto, que é aquecido em um forno cilíndrico vertical de altura útil de 6,5m. O gás escoia em uma única passagem por um feixe de 33 tubos de diâmetro externo igual a 60,3mm. As dimensões do aquecedor, as condições de operação e as propriedades deste gás foram fornecidas pela PETROBRAS e são descritas no Apêndice A.

Três condições de operação foram estudadas, correspondentes às cargas térmicas máxima, normal e mínima. A distribuição longitudinal do fluxo de calor adotada tem o mesmo formato das distribuições de Hoogendoorn, Ballintjin e Dorresteyn e os valores dos fluxos são proporcionais às cargas térmicas dos três casos estudados. Os perfis de fluxo de calor correspondentes são mostrados na Figura (2.5).

A diferença entre as distribuições da temperatura da parede do tubo para as casos de aquecimento máximo e mínimo, utilizando o Nusselt constante, conforme Gnielinski, e o Nusselt variando circunferencialmente na seção transversal do elemento longitudinal de tubo, calculado segundo Gärtner et al. , é mostrada nas Figuras (4.9) e (4.10).

Na Figura (4.9) observa-se que o efeito do método de cálculo do número de Nusselt é relativamente maior no aquecimento de gás do que foi no aquecimento de líquido; mesmo assim a diferença permanece baixa. Quando o combustível é o gás, a maior variação está na faixa de 5,5% para o caso máximo e de 5,1% para o caso mínimo, contra 6,2% para o caso máximo e 5,8% para o caso mínimo com óleo combustível.

Além disso pode-se notar que no caso de queima de gás (Figura (4.9a)), as maiores temperaturas de pele ocorrem na parte superior do aquecedor enquanto que para óleo combustível (Figura (4.9b)) ocorrem na metade inferior, acompanhando as distribuições longitudinais do fluxo de calor na cavidade do forno. Comparando-se as temperaturas máximas de pele calculadas utilizando o Nusselt proposto por Gnielinski para os casos máximo e mínimo conclui-se que um aumento 90% na carga térmica do sistema proporciona elevações de 8,7% (queima de gás) e 8,5% (queima de óleo) nas temperaturas máximas de pele obtidas.

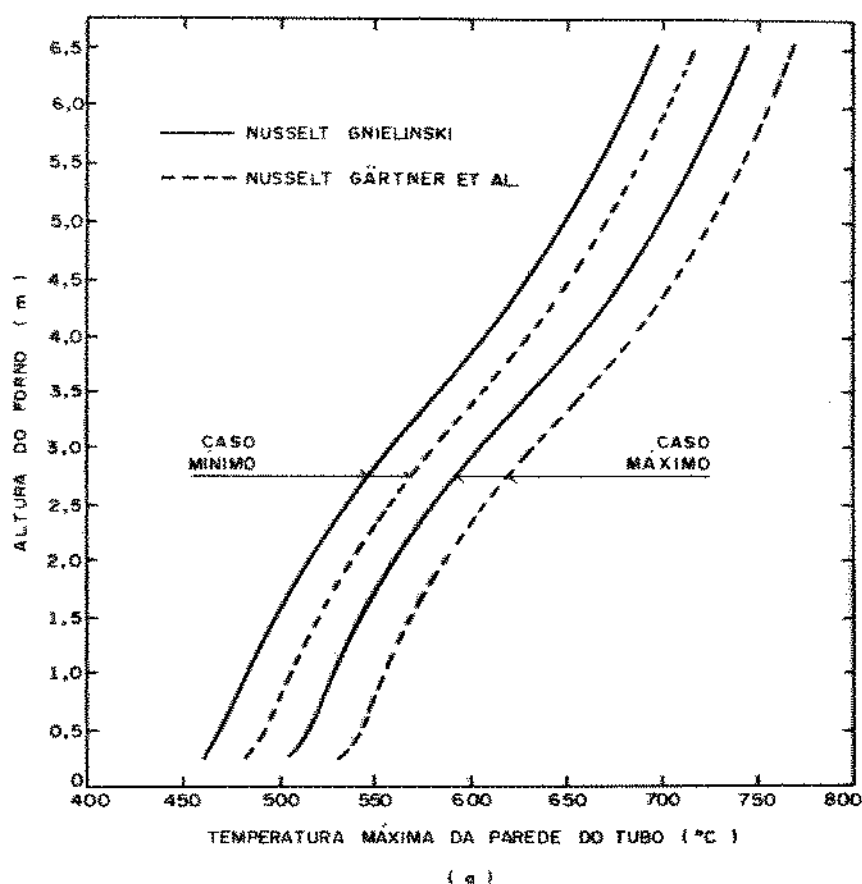


Figura (4.9a) - Efeito da variação circunferencial do número de Nusselt no cálculo da distribuição da temperatura máxima dos tubos para os casos máximo e mínimo. Aquecimento de Gás. Queima de Gás.

OT 10.10.79
SEÇÃO DE CÁLCULO

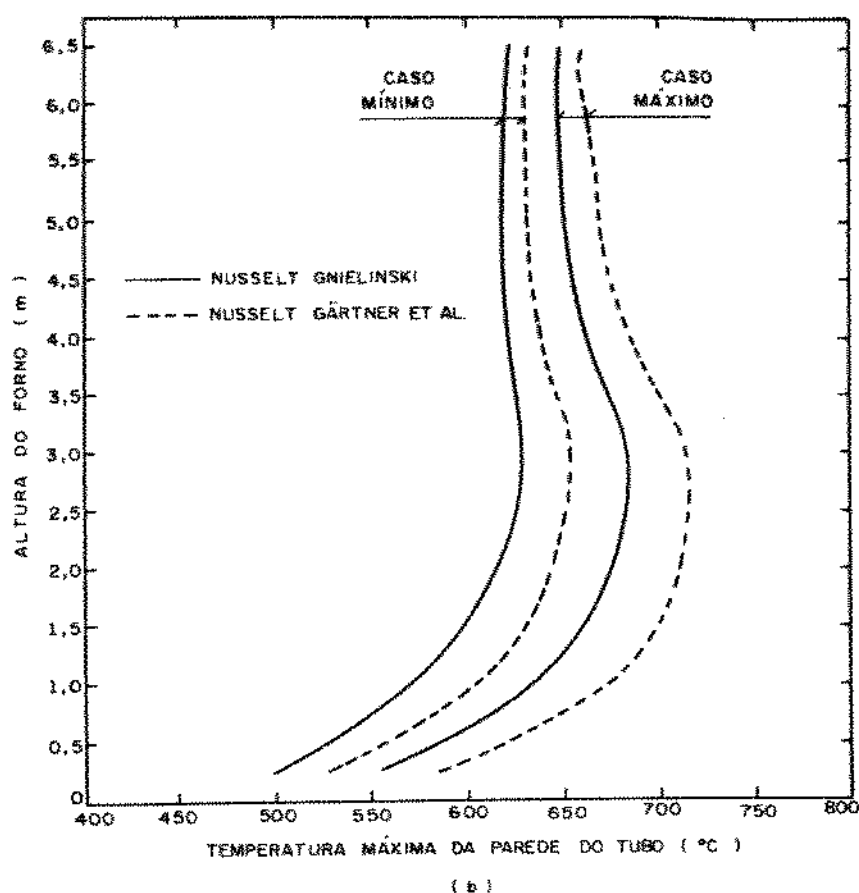


Figura (4.9b) - Efeito da variação circunferencial do número de Nusselt no cálculo da distribuição da temperatura máxima dos tubos para os casos máximo e mínimo. Aquecimento de Gás. Queima de Óleo.

A Figura (4.10) mostra que o efeito da variação circunferencial do número de Nusselt é, como no caso de aquecimento de líquido, de aumentar a amplitude da distribuição de temperaturas. No caso apresentado pela figura, o desvio percentual entre as temperaturas obtidas para o caso de aquecimento máximo é de 3,2% em $\theta=0$ e 1,6% em $\theta=\pi$, contra 2,7% em $\theta=0$ e 1,5% em $\theta=\pi$.

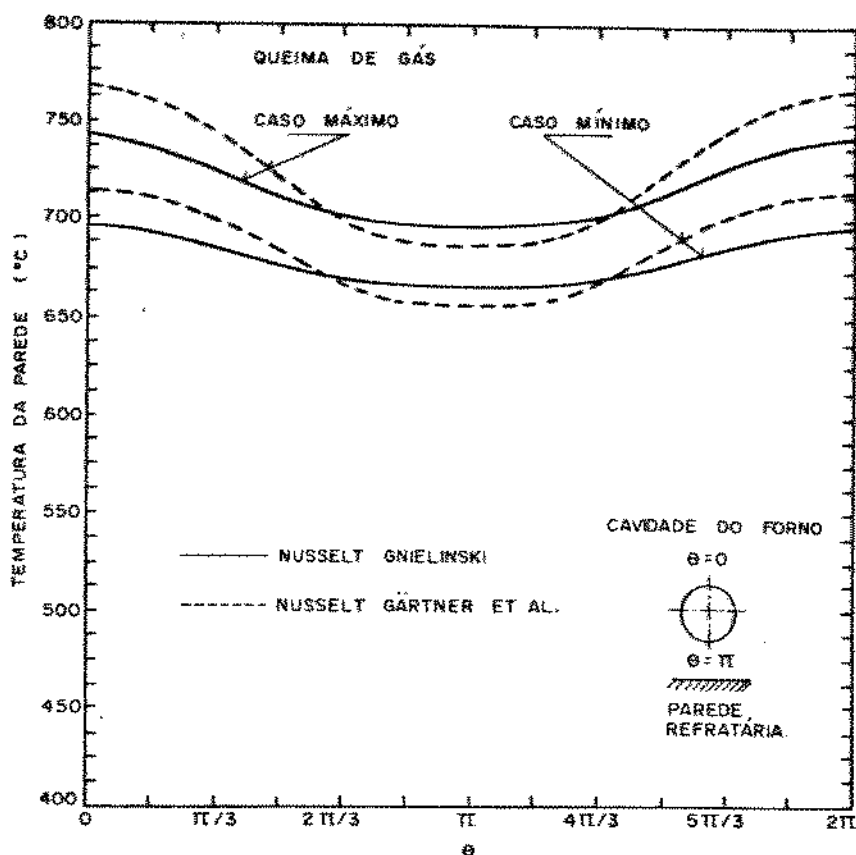


Figura (4.10) - Efeito da variação circunferencial do número de Nusselt no cálculo da distribuição circunferencial da temperatura da parede do tubo para os casos máximo e mínimo. Espaçamento entre tubos: 2,5 diâmetros. Queima de gás.

Comparando-se as Figuras (4.10) e (4.1) nota-se que o perfil circunferencial de distribuição da temperatura de pele é mais suave no caso de aquecimento de gás do que no aquecimento de líquido. Na situação demonstrada pela Figura (4.1), para um espaçamento entre tubos de 2,5 diâmetros, a razão entre a temperatura máxima e a mínima é de 1,27. No aquecimento de gás esta razão cai para 1,07 no caso máximo e 1,04 no caso mínimo, para cálculo com Nusselt de Gnielinski. Esta homogeneização do perfil ocorre devido à troca de energia radiante entre os elementos circunferenciais da superfície lateral do tubo, entre si e com o gás de processo.

4.2 - Verificação de Aquecedores

Nesta seção são apresentados e comparados os resultados obtidos através do método de verificação de aquecedores, descrito no Capítulo 3, com os dados de operação típicos da PETROBRAS para as cargas térmicas máxima, normal e mínima de aquecimento do gás de processo descritas no Apêndice A.

A cada condição de operação foi aplicado o método de verificação propondo-se diferentes padrões de liberação de energia pela chama.

Primeiramente utilizou-se a teoria desenvolvida por Lobo (1974), que admite que toda a combustão ocorre na primeira fatia da cavidade do forno. Esta fatia, portanto, pode ser maior do que as demais.

As outras formas de análise partem do princípio da divisão da cavidade do forno em fatias de mesma altura, mas diferem no perfil de liberação adotado. O primeiro perfil proposto estabelece que a liberação de energia é constante em cada fatia, enquanto que o segundo considera um perfil parabólico, conforme sugerido por Roesler (1978) e representado pela equação (3.17).

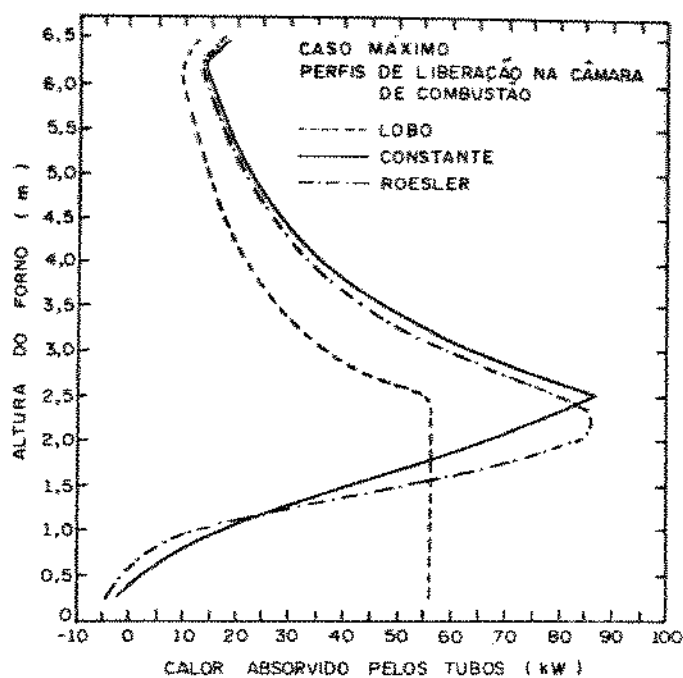
Como já mencionado, um dado importante para a aplicação do método de verificação é o comprimento da chama. Observações visuais nas portas de inspeção do forno de referência indicaram que o comprimento da chama seria próximo de 2,5m.

Neste trabalho foram utilizados comprimentos de chama de 2,5m e 3m e os resultados obtidos foram comparados com os dados experimentais, permitindo uma análise do comportamento do método quando da variação deste parâmetro.

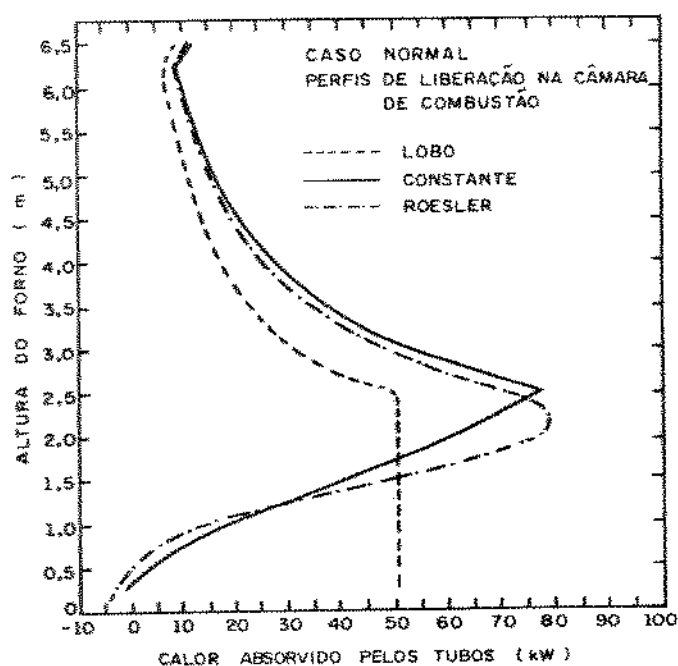
O efeito da curva de liberação de energia pela chama na distribuição das taxas de calor absorvidas pelos tubos é mostrada na Figura (4.11), para chamas de 2,5m. Nota-se que não só o efeito da curva de liberação é marcante como também o efeito do aumento da carga do processo, promovendo um deslocamento das curvas para a direita.

Sabe-se no entanto, conforme mostrado por Hottel e Sarofim (1965), que os perfis reais das taxas de calor dependem da eventual existência de recirculação dos gases de combustão na cavidade do forno. As distribuições das taxas obtidas, portanto, são tanto mais reais quanto mais o escoamento na cavidade do forno se aproxima do tipo pistonado.

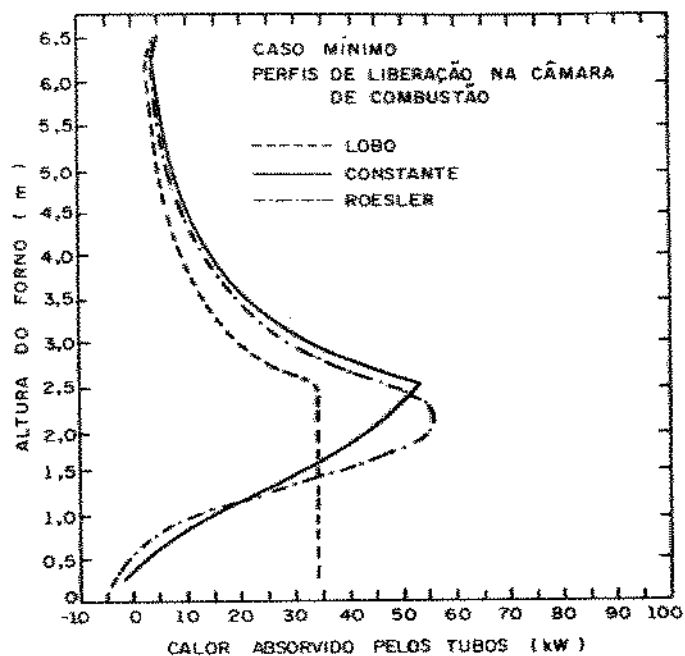
A Figura (4.12) mostra as distribuições longitudinais da temperatura máxima da parede dos tubos resultantes da absorção das taxas mostradas anteriormente. Como já constatado na seção anterior, o formato da distribuição do fluxo de calor influencia fortemente o perfil da distribuição de temperaturas. Nota-se, porém, que o efeito da hipótese adotada para a curva de liberação de energia pela chama é menos pronunciado no cálculo das distribuições de temperatura do que na obtenção das curvas de taxa de calor. Para o caso de aquecimento máximo, por exemplo, comparando-se as análises de Lobo e da liberação constante conclui-se que uma variação de 54% na taxa de calor absorvida resulta numa variação de apenas 15% na temperatura máxima alcançada na parede do tubo.



(a)



(b)



(c)

Figura (4.11) - Distribuição longitudinal da taxa de absorção de calor pelos tubos para os casos a) Máximo, b) Normal e c) Mínimo. Comprimento da chama: 2,5m.

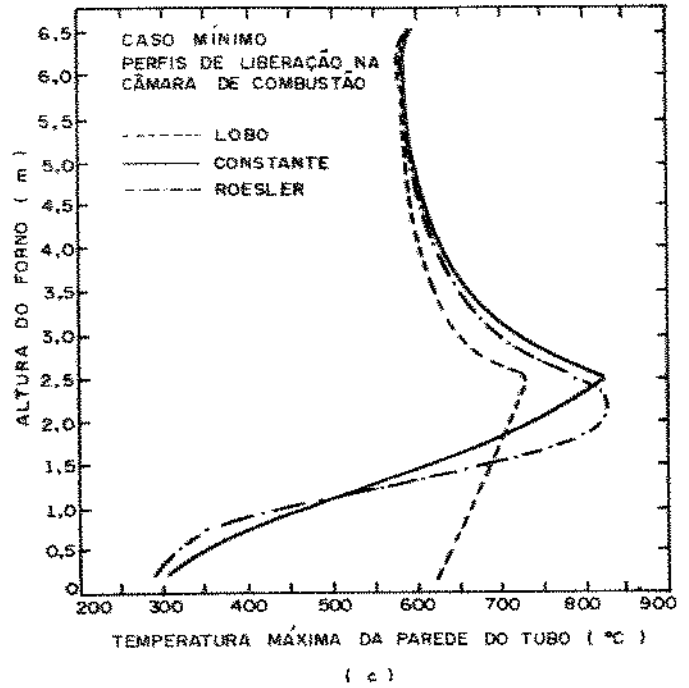
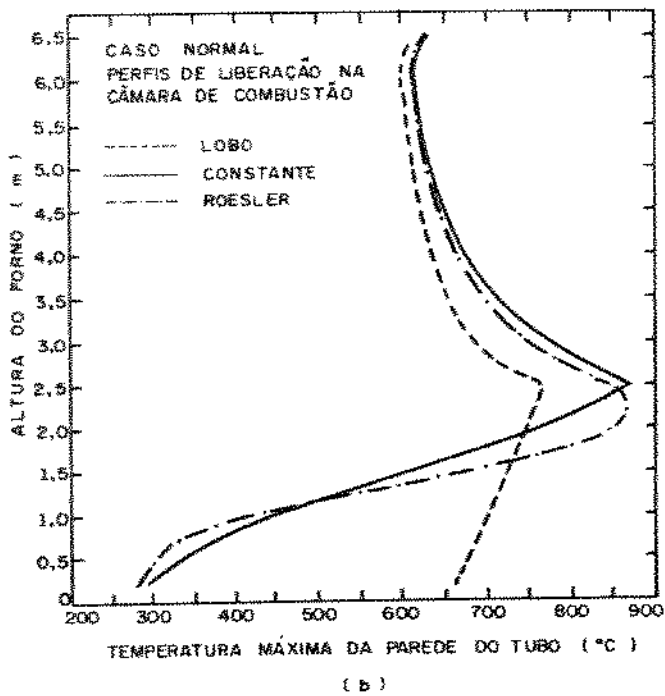
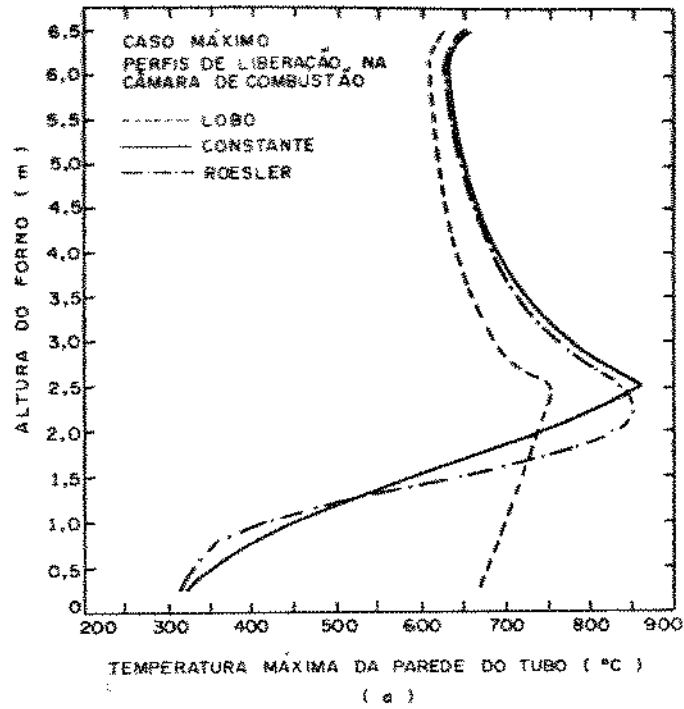


Figura (4.12) - Distribuição longitudinal da temperatura máxima da parede dos tubos para os casos a) Máximo, b) Normal e c) Mínimo. Comprimento da chama: 2,5m.

A Tabela (4.2) apresenta uma comparação entre os resultados obtidos pelo método de verificação e os dados experimentais típicos para as três condições de operação estudadas e comprimento de chama de 2,5m.

Nota-se que na linha referente aos dados aparecem duas temperaturas diferentes de saída do gás de combustão. A temperatura mais baixa se refere a um termopar fixo situado na intersecção entre as seções radiante e a convectiva do forno. A temperatura mais alta é a média entre as medidas de termopares aspirantes situados na altura de 6,25m.

Nas tabelas subsequentes os resultados referentes à temperatura indicada pelo termopar fixo são identificados por (1), enquanto que os relativos ao termopar aspirante por (2).

Observa-se ainda na Tabela (4.2) que, na coluna da eficiência do forno, também aparecem duas eficiências relativas aos dados experimentais. A primeira delas é calculada a a partir das perdas na seção radiante do forno, da seguinte forma:

$$\eta_{\text{combustão}} = \frac{Q_F - Q_P}{Q_F} \quad (4.1)$$

onde Q_F é o calor liberado pelo combustível e Q_P é a perda de calor pelos gases de combustão deixando a seção radiante do forno e pela parede.

A segunda eficiência é obtida dos dados de processo:

$$\eta_{\text{processo}} = \frac{Q_T}{Q_F} \quad (4.2)$$

onde Q_T é a carga térmica do processo.

PERFIL DE LIBERAÇÃO	TEMP. SAÍDA GÁS DE PROCESSO(°C)		TEMP. SAÍDA GÁS COMBUSTÃO (°C)	EFICIÊNCIA %		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (kg/h)
	requerida	obtida				
CASO MÁXIMO						
Lobo	570,0	565,4	731,3	61,04		128,4
Constante	570,0	568,0	789,3	57,78		137,3
Roesler	570,0	568,1	780,7	58,26		136,2
Real	570,0	570,0	(1) 851,5	comb. 54,23	proc. 48,15	166,2
			(2) 890,0	52,03	48,15	
CASO NORMAL						
Lobo	569,0	565,1	693,6	64,62		104,8
Constante	569,0	563,8	731,1	62,61		107,6
Roesler	569,0	564,0	723,9	62,99		107,0
Real	569,0	569,0	(1) 810,0	comb. 58,34	proc. 58,04	118,5
			(2) 816,0	58,01	58,04	
CASO MÍNIMO						
Lobo	560,0	557,8	621,8	67,96		62,8
Constante	560,0	557,3	641,2	66,91		63,6
Roesler	560,0	557,4	636,5	67,17		63,4
Real	560,0	560,0	(1) 763,0	comb. 58,34	proc. 58,04	84,1
			(2) 776,0	58,01	58,04	

Tabela (4.2) - Comparação entre resultados teóricos e experimentais.
Comprimento de Chama: 2,5m.

Como pode ser observado há discrepâncias entre as eficiências obtidas a partir dos dados experimentais, indicando uma imprecisão dos resultados decorrente da dificuldade prática da efetuação das medidas. Os dados experimentais mais consistentes foram os referentes à carga térmica normal. Nota-se, a partir da Tabela (4.3), onde são mostrados os desvios percentuais calculados, que é nesta condição que os

resultados teóricos tem a maior concordância com os dados experimentais. Observa-se também que os resultados para perfil de liberação constante são os que mais concordam com os dados experimentais.

PERFIL DE LIBERAÇÃO	TEMP. SAÍDA GÁS DE PROCESSO	TEMP. SAÍDA GÁS COMBUSTÃO		EFIC. DO PROCESSO	EFIC. DA COMBUSTÃO		CONSUMO DE COMBUSTIVEL
		(1)	(2)		(1)	(2)	
CASO MÁXIMO							
Lobo	0,8%	16,4%	21,7%	26,7%	12,6%	17,3%	29,4%
Constante	0,4%	7,8%	12,8%	20,0%	6,6%	11,0%	21,0%
Roesler	0,3%	9,1%	14,0%	21,0%	7,4%	12,0%	22,0%
CASO NORMAL							
Lobo	0,7%	16,8%	17,7%	11,3%	10,8%	11,4%	13,1%
Constante	0,9%	10,8%	11,6%	7,9%	7,3%	7,9%	10,1%
Roesler	0,9%	11,9%	12,7%	8,5%	8,0%	8,6%	10,7%
CASO MÍNIMO							
Lobo	0,4%	22,7%	24,8%	32,6%	12,7%	14,1%	33,9%
Constante	0,5%	19,0%	21,0%	30,5%	11,0%	12,3%	32,1%
Roesler	0,5%	19,9%	21,9%	31,0%	11,4%	12,7%	32,6%

Tabela (4.3) - Desvios Percentuais entre os resultados teóricos e experimentais da Tabela (4.2).

Na Tabela (4.4) é mostrada a comparação entre os resultados teóricos e os dados experimentais quando se supõe comprimento da chama de 3,0m.

PERFIL DE LIBERAÇÃO	TEMP. SAÍDA GÁS DE PROCESSO(°C)		TEMP. SAÍDA GÁS COMBUSTÃO (°C)	EFICIÊNCIA %		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (kg/h)
	requerida	obtida				
CASO MÁXIMO						
Lobo	570,0	565,1	747,1	60,16		130,1
Constante	570,0	567,6	818,7	56,10		141,1
Roesler	570,0	567,7	806,2	56,81		139,5
Real	570,0	570,0	(1) 851,5	comb. 54,23	proc. 48,15	166,2
			(2) 890,0	52,03	48,15	
CASO NORMAL						
Lobo	569,0	564,9	708,3	63,83		106,0
Constante	569,0	567,3	763,2	60,88		112,2
Roesler	569,0	563,4	744,9	61,66		108,7
Real	569,0	569,0	(1) 810,0	comb. 58,34	proc. 58,04	118,5
			(2) 816,0	58,01	58,04	
CASO MÍNIMO						
Lobo	560,0	557,6	632,0	67,41		63,3
Constante	560,0	556,9	657,4	66,04		64,4
Roesler	560,0	557,1	650,1	66,44		64,0
Real	560,0	560,0	(1) 763,0	comb. 58,34	proc. 58,04	84,1
			(2) 776,0	58,01	58,04	

Tabela (4.4) - Comparação entre resultados teóricos e experimentais.
Comprimento de Chama: 3,0m.

Nota-se que estes resultados se aproximam mais dos dados experimentais que aqueles obtidos supondo-se chama com 2,5m de comprimento.

A Tabela (4.5) mostra os desvios percentuais entre os resultados teóricos da Tabela (4.4) e os dados experimentais para a

condição de aquecimento normal.

PERFIL DE LIBERAÇÃO	TEMP. SAÍDA GÁS DE PROCESSO	TEMP. SAÍDA GÁS COMBUSTÃO		EFIC. DO PROCESSO	EFIC. DA COMBUSTÃO		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL
		(1)	(2)		(1)	(2)	
CASO NORMAL							
Lobo	0,7%	14,3%	15,2%	10,0%	9,4%	10,0%	11,8%
Constante	0,3%	8,1%	8,9%	4,9%	4,3%	4,9%	5,6%
Roesler	1,0%	8,7%	9,5%	6,6%	6,0%	6,6%	9,0%

Tabela (4.5) - Desvios Percentuais entre os resultados teóricos e experimentais da Tabela (4.4) para o Caso Normal.

Novamente o modelo de liberação constante de energia pela chama é o que mais concorda com os dados experimentais.

Em linhas gerais, pode-se concluir que o método de Lobo foi o que se apresentou menos adequado à simulação das condições do forno testado. Os métodos que levam em conta perfis de liberação de energia pela chama se mostraram mais satisfatórios, podendo-se inferir uma melhor aproximação caso a curva de liberação de energia e o comprimento reais da chama fossem disponíveis.

Observou-se também que a maior concordância entre os resultados teóricos e experimentais correspondeu justamente à condição de operação cujos dados experimentais se apresentaram mais consistentes entre si (caso normal).

Uma estimativa não correta do comprimento e do perfil de liberação da chama pode comprometer a confiabilidade do método teórico, embora os resultados obtidos, segundo as hipóteses apresentadas, fornecem uma boa informação quanto ao desempenho efetivo do forno.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Foi desenvolvido neste trabalho um método de obtenção da distribuição longitudinal e circunferencial da temperatura de pele de tubos localizados na seção radiante de aquecedores cilíndricos verticais de líquidos e gases de processo. Foi considerada a não-uniformidade da distribuição do fluxo de calor absorvido pelos tubos tanto longitudinal quanto circunferencialmente. No caso de aquecimento de gases o método levou em conta a troca de energia radiante entre a superfície interna do tubo e o gás, considerado participante e real.

Para aquecimento de líquido, foram obtidas distribuições de temperatura analisando-se o efeito da vazão, do espaçamento entre tubos e da variação circunferencial do número de Nusselt. Desses três parâmetros o mais relevante é o efeito da vazão. Comparando-se as distribuições de temperatura de pele com os valores obtidos pela aplicação de métodos tradicionais, válidos somente para aquecimento de líquido, observou-se que estes métodos subestimam em até 87% o valor da temperatura máxima de pele.

Foi também desenvolvido um método de verificação térmica de aquecedores de gases de processo. Os resultados obtidos foram comparados com os dados experimentais cedidos pela PETROBRAS.

Verificou-se a importância de se conhecer a priori o padrão de liberação de energia pela chama; dos padrões propostos o mais adequado para a descrição das condições reais de operação foi o padrão de liberação constante. A confiabilidade do método teórico fica comprometida caso a estimativa do comprimento e da curva de liberação da chama não seja adequada. É essencial para a aplicação do método que se conheça pelo menos o comprimento da chama. Observou-se que uma

avaliação menos precisa do comprimento de chama introduz mais erro aos cálculos que uma estimativa aproximada do perfil de liberação de energia pela chama.

A maior concordância entre os resultados teóricos e experimentais disponíveis correspondeu à condição de operação de carga térmica normal, cujos dados experimentais se apresentaram mais consistentes entre si.

Para esta condição e supondo liberação constante de energia pela chama, o método de verificação foi capaz de prever a eficiência do aquecedor, o consumo de combustível e a temperatura de saída dos gases de combustão numa faixa de 5 a 10% de desvio, sendo que a temperatura de saída do gás de processo não variou acima de 1% do valor necessário de operação.

A aplicação de um método mais exato para a determinação das distribuições de fluxo de calor e temperatura na seção radiante do forno, como o método das zonas, só se justificaria se fossem conhecidos os padrões de escoamento e de concentração dos gases de combustão. Estes parâmetros, entretanto, são de difícil obtenção. O grau de precisão obtido com o método proposto se apresentou adequado, embora sua aplicação também requeira o conhecimento prévio, no mínimo, do comprimento da chama.

Um estudo complementar interessante sugerido pelo presente trabalho seria o cálculo do coeficiente de película para o escoamento no interior do tubo, com variação longitudinal e circunferencial do fluxo de calor absorvido na parede.

APENDICE A

CONDIÇÕES DE PROCESSO FORNECIDAS PELA PETROBRAS

A.1 - AQUECEDOR DE LÍQUIDO DE PROCESSO.

A.1.1 - Condições de processo:

- a - Fluido de processo: Gasóleo 29°API
- b - Temperatura na entrada da seção radiante: 260°C
- c - Temperatura na saída da seção radiante: 350°C
- d - Descargas: 25200 e 50400 kg/h
- e - Cargas Térmicas: 2208 kW e 4412 kW
- f - Propriedades Térmicas e de Transporte:
Temperatura em graus Kelvin, calor específico em J/kgK,
viscosidade em kg/ms, condutividade térmica em W/mK.

f.1 - Calor Específico:

$$cp(T) = 6,8339970 \times 10^2 + 4,2272338 T - 4,8476128 \times 10^{-6} T^2 + \\ 5,5435148 \times 10^{-9} T^3 - 2,3742432 \times 10^{-12} T^4$$

f.2 - Viscosidade:

$$\mu(T) = -1,6638579 \times 10^{-1} + 1,2296793 \times 10^{-3} T - \\ 3,3488316 \times 10^{-6} T^2 + 4,0136734 \times 10^{-9} T^3 - \\ 1,7923411 \times 10^{-12} T^4$$

f.3 - Condutividade Térmica:

$$k(T) = 7,4260283 \times 10^{-1} - 3,9045383 \times 10^{-3} T + \\ 9,7070807 \times 10^{-6} T^2 - 1,0935255 \times 10^{-8} T^3 + \\ 4,4201018 \times 10^{-12} T^4$$

A.1.2 - Características do Aquecedor:

- a - Tipo de Aquecedor: cilíndrico vertical; tubos arrançados verticalmente em uma fileira única e em várias passagens; queimador localizado na base.
- b - Altura útil: 6m
- c - Tubos:
 - c.1 - Diâmetro externo: 5,583 in
 - c.2 - Espessura da parede: 0,2580 in
 - c.3 - Espaçamento entre tubos: 2 e 2,5 diâmetros.
 - c.4 - Número de Passagens nos Tubos: o suficiente para que a temperatura de saída do gasóleo seja de 380°C.
 - c.5 - Material dos Tubos: ASTM A335 Gr. P5
Condutividade Térmica: 36 W/mK

A.2 - AQUECEDOR DE GAS DE PROCESSO.

A.2.1 - Condições de processo:

a - Fluido de processo: Gás de Retortagem de Xisto

b - Composição:

Componentes	% Vol.
- Vapor d'água	- 85,484
- Gás Sulfídrico	- 3,643
- Oxigênio	- 0,031
- Nitrogênio	- 0,436
- Monóxido de Carbono	- 0,088
- Dióxido de Carbono	- 1,034
- Hidrogênio	- 2,156
- Metano	- 2,650
- Etano	- 0,872
- Eteno	- 0,396
- Propano	- 0,399
- Propeno	- 0,549
- 1-Butano	- 0,055
- n-Butano	- 0,088
- 1-Butano + Buteno 1	- 0,312
- Buteno 2T	- 0,089
- Buteno 2C	- 0,065
- 1-Pentano	- 0,028
- Butadieno	- 0,065
- n-Pentano	- 0,047
- Penteno 1	- 0,033
- 2,2-DM-Butano	- 0,070
- Penteno 2T	- 0,028
- Penteno 2C	- 0,014
- 2,3-DM-Butano	- 0,037
- 2-M-Pentano	- 0,017
- C ₆	- 1,314

Tabela (A.1) - Composição do Gás de Processo.

c - Temperaturas na seção radiante:

Carga	Entrada	Saída
mínima	321 °C	560 °C
normal	307 °C	569 °C
máxima	338 °C	570 °C

d - Descargas:

d.1 - Utilizadas na seção 4.1.2

- carga mínima: 3012 kg/h
- carga normal: 4447 kg/h
- carga máxima: 5872 kg/h

d.2 - Utilizadas na seção 4.2

- carga mínima: 3302 kg/h
- carga normal: 4813 kg/h
- carga máxima: 6279 kg/h

e - Cargas Térmicas:

e.1 - Utilizadas na seção 4.1.2

- mínima: 445 kW
- normal: 719 kW
- máxima: 847 kW

e.2 - Utilizadas na seção 4.2

- mínima: 488 kW
- normal: 778 kW
- máxima: 906 kW

f - Propriedades Térmicas e de Transporte:

Temperatura em graus Kelvin, calor específico em J/kgK,
viscosidade em kg/ms, condutividade térmica em W/mK.

f.1 - Calor Específico:

$$cp(T) = 4,186 \times 10^3 \times (0,44287 - 2,1386 \times 10^{-4} T + 7,86181 \times 10^{-7} T^2 - 4,35017 \times 10^{-10} T^3)$$

f.2 - Viscosidade:

$$\mu(T) = -2,5521 \times 10^{-6} + 4,26598 \times 10^{-8} T - 5,4664 \times 10^{-12} T^2$$

f.3 - Condutividade Térmica:

$$k(T) = 1,16279 \times (4,66346 \times 10^{-3} + 1,91853 \times 10^{-5} T + 9,19515 \times 10^{-9} T^2 - 2,82829 \times 10^{-11} T^3)$$

A.2.2 - Dados da combustão (utilizados somente na seção 4.2)

a - Combustível: Gás Combustível

b - Características do Combustível.

b.1 - Composição:

Componentes	% Molar
- Vapor d'água	- 3,230
- Oxigênio	- 0,220
- Nitrogênio	- 10,840
- Monóxido de Carbono	- 1,030
- Hidrogênio	- 23,770
- Metano	- 29,020
- Etano	- 8,900
- Eteno	- 4,100
- Propano	- 3,790
- Propeno	- 4,400
- Isobutano	- 0,750
- n-Butano	- 1,010
- Isobuteno	- 2,770
- Buteno 2T	- 0,630
- Buteno 2C	- 0,570
- Isopentano	- 0,350
- C ₅ +	- 4,620

Tabela (A.2) - Composição do gás combustível

b.2 - Peso Molecular: 23,94598

b.3 - Poder Calorífico Inferior: 9732,731 Kcal/kg

c - Estequiometria da Combustão.

c.1 - Composição do gás de combustão (% Vol.)

Excesso de ar: 20%

Base úmida:

CO₂ : 9,129502%H₂O : 14,326290%N₂ : 73,326880%O₂ : 3,217325%

c.2 - Razão gás de combustão/combustível:

carga mínima: 17,4290 Kg/kg

carga normal: 17,1547 kg/kg

carga máxima: 17,9077 kg/kg

d - Propriedades do Gás de Combustão:

Temperatura em graus Kelvin, calor específico em J/kgK,
viscosidade em kg/ms, condutividade térmica em W/mK.

d.1 - Calor Específico:

$$cp(T) = 4.186 \times 10^3 \times (0,2358288 + 9,105482 \times 10^{-5} T - 2,486953 \times 10^{-8} T^2 + 2,896264 \times 10^{-12} T^3)$$

d.2 - Viscosidade:

$$\mu(T) = 2,225211 \times 10^{-6} + 4,897908 \times 10^{-8} T - 9,775102 \times 10^{-12} T^2$$

d.3 - Condutividade Térmica:

$$k(T) = 1.16279 \times (3,608733 \times 10^{-4} + 7,122916 \times 10^{-5} T - 1,342616 \times 10^{-8} T^2 - 8,760489 \times 10^{-13} T^3)$$

A.2.3 - Características do Aquecedor:

- a - Tipo de Aquecedor: cilíndrico vertical; tubos arrançados verticalmente em uma fileira única e em uma passagem; queimador localizado na base.
- b - Dimensões:
 - b.1 - Altura útil: 6,5m
 - b.2 - Diâmetro interno: 1,78 m
 - b.3 - Diâmetro da linha de centros dos tubos: 1,575 m
 - b.4 - Diâmetro da abertura do queimador: 0.343 m
 - b.5 - Diâmetro da abertura da chaminé: 0.9 m
- c - Tubos:
 - c.1 - Diâmetro externo: 60,3 mm
 - c.2 - Espessura da parede: 3,6 mm
 - c.3 - Espaçamento entre tubos: 2,5 diâmetros.
 - c.4 - Número de tubos: 33
 - c.5 - Número de Passagens nos Tubos: uma, paralela à direção do escoamento dos gases de combustão.
 - c.6 - Material dos Tubos: aço TP 446
Condutividade Térmica: 25 W/mK

APÊNDICE B

DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DO BALANÇO DE ENERGIA

B.1 - AQUECIMENTO DE LÍQUIDO E GÁS

As equações adimensionalizadas do Capítulo 2, referentes ao balanço total de energia em um elemento circunferencial da parede do tubo para escoamento de líquido e gás, respectivamente, são reapresentadas abaixo:

$$\frac{d^2 U}{d\theta^2} - (H_{cl}(\theta) + H_{rl}) U + \frac{H_{ce}(\theta)}{1 + \delta} (X_\theta + \delta) = 0 \quad (B.1)$$

$$\frac{d^2 U}{d\theta^2} - H_{cl}(\theta) U - H_{cl}(\theta) G_\theta + \frac{H_{ce}(\theta)}{1 + \delta} (X_\theta + \delta) = 0 \quad (B.2)$$

A discretização destas equações é feita através do método das diferenças finitas para o sistema apresentado na Figura (B.1).

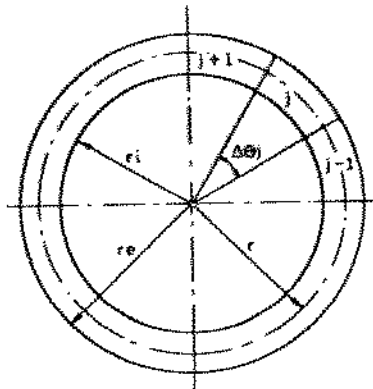


Figura (B.1) - Esquema da divisão da parede para discretização das equações adimensionalizadas dos balanços de energia.

Desprezando-se a curvatura do tubo, tem-se que:

$$\left. \frac{d^2 U}{d\theta^2} \right|_j \approx \frac{U_{j+1} - 2U_j + U_{j-1}}{(\Delta\theta_j)^2} \quad (\text{B.3})$$

Substituindo em (B.1) obtém-se:

$$U_{j-1} - 2U_j + U_{j+1} - (H_{ci_j} - H_{ri}) U_j (\Delta\theta_j)^2 + \frac{H_{ce_j}}{1+\delta} (X_j + \delta) (\Delta\theta_j)^2 = 0 \quad (\text{B.4})$$

e em (B.2):

$$U_{j-1} - 2U_j + U_{j+1} - H_{ci_j} U_j (\Delta\theta_j)^2 - H_{ci_j} G_j (\Delta\theta_j)^2 + \frac{H_{ce_j}}{1+\delta} (X_j + \delta) (\Delta\theta_j)^2 = 0 \quad (\text{B.5})$$

Das definições do Capítulo 2 tem-se que:

$$H_{ci_j} = \left(\frac{h_{cj} r_i}{k} \right) \left(\frac{r}{t} \right) \quad (\text{B.6})$$

$$H_{ri} = \left(\frac{h_r r_i}{k} \right) \left(\frac{r}{t} \right) \quad (\text{B.7})$$

$$H_{ce_j} = \left(\frac{h_{cj} r_e}{k} \right) \left(\frac{r}{t} \right) \quad (\text{B.8})$$

O comprimento médio de um elemento circunferencial j é:

$$\lambda_{mj} = r \Delta\theta_j \quad ; \quad (\text{B.9})$$

os comprimentos referentes às superfícies externa e interna são obtidos, analogamente, por:

$$\lambda_{ej} = r_e \Delta\theta_j \quad (\text{B.10})$$

$$\lambda_{i_j} = r_{i_j} \Delta\theta_j \quad (\text{B.11})$$

Deste modo, chega-se a:

$$H_{ci_j} (\Delta\theta_j)^2 = \left[\frac{h_{cj}}{k \cdot t} \right] (\lambda_{i_j}) (\lambda_{m_j}) \quad (\text{B.12})$$

$$H_{ri} (\Delta\theta_j)^2 = \left[\frac{h_r}{k \cdot t} \right] (\lambda_{i_j}) (\lambda_{m_j}) \quad (\text{B.13})$$

$$H_{ce_j} (\Delta\theta_j)^2 = \left[\frac{h_{cj}}{k \cdot t} \right] (\lambda_{e_j}) (\lambda_{m_j}) \quad (\text{B.14})$$

Denominando:

$$H_{ci_j} (\Delta\theta_j)^2 = B_{ci_j} \quad (\text{B.15})$$

$$H_{ri} (\Delta\theta_j)^2 = B_{ri} \quad (\text{B.16})$$

$$H_{ce_j} (\Delta\theta_j)^2 = B_{ce_j} \quad (\text{B.17})$$

e substituindo nas equações (B.4) e (B.5) vem:

$$U_{j-1} - (2 + B_{ci_j} - B_{ri}) U_j + U_{j+1} + \frac{B_{ce_j}}{1 + \delta} (X_j + \delta) = 0 \quad (\text{B.18})$$

para aquecimento de líquido e

$$U_{j-1} - (2 + B_{ci_j}) U_j + U_{j+1} - B_{ci_j} G_j + \frac{B_{ce_j}}{1 + \delta} (X_j + \delta) = 0 \quad (\text{B.19})$$

para aquecimento de gás.

B.2 - VERIFICAÇÃO DE AQUECEDORES

Para a aplicação do método de verificação apresentado no Capítulo 3, a equação do balanço de energia utilizada difere da equação (B.2). Para a viabilização do método foi necessária a inclusão do termo transiente para evitar problemas de convergência.

A forma modificada da equação (B.2) é:

$$\frac{\delta^2 U}{\delta \theta^2} - H_{ci}(\theta) U - H_{ci}(\theta) G_\theta + \frac{H_{ce}(\theta)}{1 + \delta} (X_\theta + \delta) = \frac{r^2}{\alpha} \frac{\delta U}{\delta t^*} \quad (B.20)$$

onde t^* designa a variável tempo.

Desprezando-se a curvatura do tubo, tem-se que:

$$\left. \frac{\delta^2 U}{\delta \theta^2} \right|_j \simeq \frac{U_{j+1}^n - 2U_j^n + U_{j-1}^n}{(\Delta \theta_j)^2} \quad (B.21)$$

Discretizando esta equação por diferenças finitas implicitamente e substituindo as definições das equações (B.9) a (B.17) chega-se a:

$$U_{j-1}^n - (2 + B_{ci_j}) U_j^n + U_{j+1}^n - B_{ci_j} G_j + \frac{B_{ce_j}}{1 + \delta} (X_j + \delta) = \frac{r^2 (\Delta \theta_j)^2}{\alpha} \left[\frac{U_j^n - U_j^{n+1}}{\Delta t^*} \right] \quad (B.21)$$

Designando $p = \frac{\alpha \Delta t^*}{(r \Delta \theta_j)^2}$ e substituindo em (B.21) obtém-se:

$$U_j^{n+1} = -p U_{j-1}^n + [p(2 + B_{ci_j}) + 1] U_j^n - p U_{j+1}^n + p B_{ci_j} G_j - p \frac{B_{ce_j}}{1 + \delta} (X_j + \delta) \quad (B.22)$$

As equações (B.18), (B.19) e (B.22) aplicadas em cada elemento circunferencial j geram, devido à simetria da distribuição do fluxo de calor, sistemas tridiagonais de equações lineares.

APÊNDICE C

OBTENÇÃO DO MODELO DE GÁS REAL PARA O GÁS DE PROCESSO

O gás de processo é representado, segundo a proposição de Hottel e seus colaboradores (1954,1967), como uma soma ponderada de gases cinzas. A emitância e a absortância do gás são descritas por séries do tipo:

$$\varepsilon_g = \sum_{k=0}^n a_{gk}(T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_k L) \right] \quad \text{e} \quad (\text{C.1})$$

$$\alpha_{gs} = \sum_{k=0}^n a_{sk}(T_s, T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_k L) \right] \quad (\text{C.2})$$

onde n é o número de gases cinzas componentes do gás real.

Neste trabalho considerou-se que o gás de processo é composto de dois gases cinzas e um gás transparente.

Reescrevendo as equações (C.1) e (C.2) vem:

$$\varepsilon_g = a_{g1}(T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_1 L) \right] + a_{g2}(T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_2 L) \right] \quad (\text{C.3})$$

$$\alpha_{gs} = a_{s1}(T_s, T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_1 L) \right] + a_{s2}(T_s, T_g) \left[1 - \exp(-\kappa_2 L) \right] \quad (\text{C.4})$$

A partir da composição do gás de processo, apresentada no Apêndice A, são levadas em conta a emissão do vapor d'água, do dióxido de carbono e do metano.

A emitância e a absortância do vapor d'água e do dióxido de carbono foram obtidas através das cartas de Hottel (1954). Para o metano utilizou-se as cartas apresentadas por Lee e Happel (1964).

B.1 - Coeficientes da emitância do gás ag_1 e ag_2 .

Para a emissão do gás, a faixa de temperaturas de interesse está entre 307°C (temperatura de entrada para carga mínima) e 570°C (temperatura de saída para carga máxima). A temperatura média da faixa é $438,5^{\circ}\text{C}$.

A Tabela (C.1) apresenta valores da emitância do gás em função em função da distância L , para $T_g = 438,5^{\circ}\text{C} = 711,5 \text{ K}$.

$L, \text{ m}$	0,0543	0,1086	0,1629	0,2172
ϵ_g	0,202	0,285	0,387	0,495

Tabela (C.1) - Emitância do gás x distância

Substituindo estes valores na equação (C.3) chega-se ao seguinte sistema de equações não-lineares:

$$\begin{aligned}
 0,202 &= ag_1 \left[1 - \exp(-0,0543 \mathcal{K}_1) \right] + ag_2 \left[1 - \exp(-0,0543 \mathcal{K}_2) \right] \\
 0,285 &= ag_1 \left[1 - \exp(-0,1086 \mathcal{K}_1) \right] + ag_2 \left[1 - \exp(-0,1086 \mathcal{K}_2) \right] \\
 0,387 &= ag_1 \left[1 - \exp(-0,1629 \mathcal{K}_1) \right] + ag_2 \left[1 - \exp(-0,1629 \mathcal{K}_2) \right] \\
 0,495 &= ag_1 \left[1 - \exp(-0,2172 \mathcal{K}_1) \right] + ag_2 \left[1 - \exp(-0,2172 \mathcal{K}_2) \right]
 \end{aligned} \tag{C.4}$$

Para a resolução deste sistema e de outros citados neste Apêndice utilizou-se a sub-rotina ZSP0W da IMSL Library (1980).

Os resultados obtidos foram:

- $ag_1(T_g = 711,5 \text{ K}) = 0,1341$
- $ag_2(T_g = 711,5 \text{ K}) = 0,4413$
- $\mathcal{K}_1 = 38,3930 \text{ m}^{-1}$
- $\mathcal{K}_2 = 3,9219 \text{ m}^{-1}$

Conforme Hottel, toda a dependência da emitância e da absorptância do gás é atribuída exclusivamente à variação dos coeficientes a_g ou a_s . Os valores de ϵ_1 e ϵ_2 não variam com a temperatura do gás.

Outros valores da emitância do gás são obtidos para as temperaturas de 578K (305°C), 644K (371°C), 778K (505°C), 844K (571°C) e para os comprimentos de 0,0543 e 0,1086 m, gerando mais quatro sistemas de equações não lineares com duas equações e duas incógnitas.

Com a resolução destes sistemas obtém-se os valores de a_{g_1} e a_{g_2} em função da temperatura, como mostrado na Tabela (C.2).

T_g, K	a_{g_1}	a_{g_2}
578	0,1390	0,4109
644	0,1479	0,4251
771,5	0,1341	0,4413
778	0,1239	0,4356
844	0,1137	0,4298

Tabela (C.2) - Valores de a_{g_1} e a_{g_2} em função da Temperatura do Gás.

B.2 - Coeficientes da absorptância do gás a_{s_1} e a_{s_2} .

Foram obtidos os valores da absorptância para temperatura do gás de 771,5K (438,5°C), temperaturas da superfície de 771,5K, 778K, 844K, 933K, 1017K, 1178K e 1333K e comprimentos de 0,0543 e 0,1086 m.

Substituindo-se as absorptâncias e os comprimentos na equação (C.4) obtém-se oito sistemas de equações não lineares com duas equações e duas incógnitas, resultando nos valores de a_{s_1} e a_{s_2} apresentados na Tabela (C.3).

$T_g = 771,5 \text{ K}$		
$T_s, \text{ K}$	as_1	as_2
771,5	0,1341	0,4413
778	0,1296	0,4251
844	0,1211	0,4156
933	0,1066	0,4154
1017	0,1055	0,3840
1178	0,0912	0,3553
1333	0,0654	0,3142

Tabela (C.3) - Valores de as_1 e as_2 em função da Temperatura da Superfície.

Segundo Hottel, os coeficientes a_g e a_s podem ser representados por uma única função. Fazendo-se um ajuste dos valores de a_{g1} e a_{s1} (designados por a_1) e de a_{g2} e a_{s2} (designados por a_2) em função da temperatura obtém-se:

$$\begin{aligned} a_1 &= \exp (1,3952 - 8,3553 \times 10^{-4} T) & e \\ a_2 &= \exp (-0,5882 - 3,8593 \times 10^{-4} T) \end{aligned}$$

onde T é a temperatura em Kelvin do emissor (do gás para o cálculo da emitância e da superfície para o cálculo da absortância).

Para o ajuste destas curvas foi utilizada a sub-rotina FIT apresentada no livro *Numerical Recipes - The Art of Scientific Computing*, editado por Press et al. (1986).

APÊNDICE D

OBTENÇÃO DAS PROPRIEDADES RADIANTES DO GÁS DE COMBUSTÃO

As propriedades radiantes do gás de combustão foram determinadas a partir do trabalho de Smith, Shen e Friedman (1982).

Este trabalho adota como modelo de descrição do gás real a soma ponderada de gases cinzas, conforme descrito no Capítulo 2 e no Apêndice C. Entretanto, os autores caracterizam os gases cinzas pela opacidade A_k e não pelo coeficiente de absorção.

A emitância total de uma soma ponderada de gases cinzas é avaliada da seguinte expressão:

$$\varepsilon_g = \sum_{k=0}^n a_{g,k}(T_g) \left[1 - \exp(-A_k PL) \right] \quad (D.1)$$

onde:

- $a_{g,k}(T_g)$ são os pesos da série, função da temperatura e da composição do gás. A definição é a mesma dos coeficientes a_k constantes no Capítulo 2 e no Apêndice C (a notação foi alterada para se tornar coerente com o trabalho original);
- A_k é a opacidade do gás cinza componente do gás real, igual a (κ_k/P) , dada em $(\text{atm m})^{-1}$;
- κ_k é o coeficiente de absorção do gás cinza componente do gás real;
- P é a soma das pressões parciais dos gases participantes que compõem o gás de combustão, dada em atm.
- L é a dimensão característica da cavidade que contém o gás, em metros.

Os pesos $a_{\epsilon,k}(T_g)$ dependem da temperatura e da composição do gás e podem ser obtidos por polinômios do tipo:

$$a_{\epsilon,k}(T_g) = \sum_{j=1}^J b_{\epsilon,k,j} T_g^{j-1}$$

(D.2)

onde $b_{\epsilon,k,j}$ são os coeficientes polinomiais para o cálculo da emitância do gás. Os valores destes coeficientes e das opacidades dos gases cinzas componentes são apresentados na Tabela (D.1) para misturas de CO₂ e H₂O.

Nesta tabela P_c e P_v são as pressões parciais do dióxido de carbono e do vapor d'água, respectivamente.

k	λ_k	$b_{\epsilon,k,1} \times 10^4$	$b_{\epsilon,k,2} \times 10^4$	$b_{\epsilon,k,3} \times 10^7$	$b_{\epsilon,k,4} \times 10^{11}$
P _v /P _c = 1					
1	0,4303	5,1500	-2,3030	0,9779	-1,4940
2	7,0550	0,7749	3,3990	-2,2970	3,7700
3	178,1000	1,9070	-1,8240	0,5808	-0,5122
P _v /P _c = 2					
1	0,4201	6,5080	-5,5510	3,0290	-5,3530
2	6,5160	-0,2504	6,1120	-3,8820	6,5280
3	131,9000	2,7180	-3,1180	1,2210	-1,6120

Tabela (D.1) - Coeficientes para cálculo da emitância de misturas de CO₂ e H₂O.

A absorptância do gás de combustão também pode ser representada por uma série, cujos pesos são função da temperatura do gás T_g e da temperatura da superfície emissora T_s, deste modo:

$$\alpha_{gs} = \sum_{k=0}^n a_{\alpha,k}(T_g, T_s) \left[1 - \exp(-\lambda_k PL) \right]$$

(D.2)

onde $a_{\alpha,k}(T_g, T_s)$ são os pesos da série cuja definição é a mesma dos coeficientes a_k do Capítulo 2.

A variação desses pesos com a temperatura do gás e da superfície é expressa por polinômios do tipo:

$$a_{\alpha,k}(T_g, T_s) = \sum_{j=1}^J \left[\sum_{i=1}^I c_{\alpha,k,j,i} T_s^{i-1} \right] T_g^{j-1} \quad (D.4)$$

onde $c_{\alpha,k,j,i}$ são os coeficientes polinomiais para o cálculo da absorptância apresentados na Tabela (D.2) para misturas de CO_2 e H_2O .

A dimensão característica do volume gasoso é o comprimento médio efetivo do feixe radiante ("mean beam length"). Para um gás irradiando para todo o seu invólucro, esta dimensão é dada por Hottel (1954,1967) pela seguinte expressão:

$$L = \frac{3,6 V}{A} \quad (D.5)$$

onde V é o volume da cavidade que contém o gás e A a área superficial.

Conforme apresentado no Apêndice A, o diâmetro interno do aquecedor é de 1,78m e o comprimento útil de 6,5m. Substituindo-se na equação (D.5) obtém-se L igual a 1,4091m.

Da composição do gás de combustão, para uma pressão total de 1 atm, tem-se que a razão P_v/P_c é igual a 1,5692. Os valores da emitância e da absorptância do gás de combustão foram calculados por interpolação linear entre as emitâncias e absorptâncias obtidas para $P_v/P_c = 1$ e $P_v/P_c = 2$.

$c_{\alpha,k,j,i}$					
$P_v/P_c = 1$					
i	j	1	2	3	4
1	1	$0,55657 \times 10^{-0}$	$-0,62824 \times 10^{-3}$	$0,31876 \times 10^{-6}$	$-0,52922 \times 10^{-10}$
2	1	$0,16676 \times 10^{-1}$	$0,15769 \times 10^{-3}$	$-0,10937 \times 10^{-6}$	$0,19588 \times 10^{-10}$
3	1	$0,28689 \times 10^{-1}$	$0,20697 \times 10^{-3}$	$-0,17473 \times 10^{-6}$	$0,37238 \times 10^{-10}$
1	2	$0,32964 \times 10^{-3}$	$0,27744 \times 10^{-6}$	$-0,26105 \times 10^{-9}$	$0,37807 \times 10^{-13}$
2	2	$0,50910 \times 10^{-3}$	$-0,76773 \times 10^{-6}$	$0,40784 \times 10^{-9}$	$-0,69622 \times 10^{-13}$
3	2	$0,24221 \times 10^{-3}$	$-0,55686 \times 10^{-6}$	$0,34884 \times 10^{-9}$	$-0,67887 \times 10^{-13}$
1	3	$-0,59441 \times 10^{-6}$	$0,33753 \times 10^{-9}$	$-0,10348 \times 10^{-12}$	$0,26027 \times 10^{-16}$
2	3	$0,37620 \times 10^{-7}$	$0,18729 \times 10^{-9}$	$-0,15889 \times 10^{-12}$	$0,30781 \times 10^{-16}$
3	3	$-0,19492 \times 10^{-6}$	$0,36102 \times 10^{-9}$	$-0,21480 \times 10^{-12}$	$0,41305 \times 10^{-16}$
1	4	$0,12381 \times 10^{-9}$	$-0,90223 \times 10^{-13}$	$0,38675 \times 10^{-16}$	$-0,99306 \times 10^{-20}$
2	4	$-0,32510 \times 10^{-10}$	$-0,26171 \times 10^{-13}$	$0,29848 \times 10^{-16}$	$-0,58387 \times 10^{-20}$
3	4	$0,41721 \times 10^{-10}$	$-0,73000 \times 10^{-13}$	$0,43100 \times 10^{-16}$	$-0,83182 \times 10^{-20}$
$P_v/P_c = 2$					
1	1	$0,59924 \times 10^{-0}$	$-0,61741 \times 10^{-3}$	$0,29248 \times 10^{-6}$	$-0,45823 \times 10^{-10}$
2	1	$-0,35664 \times 10^{-1}$	$0,21502 \times 10^{-3}$	$-0,19648 \times 10^{-6}$	$0,24284 \times 10^{-10}$
3	1	$0,12951 \times 10^{-0}$	$0,54520 \times 10^{-4}$	$-0,80049 \times 10^{-7}$	$0,17813 \times 10^{-10}$
1	2	$0,35739 \times 10^{-3}$	$0,22122 \times 10^{-6}$	$-0,26380 \times 10^{-9}$	$0,378077 \times 10^{-13}$
2	2	$0,51605 \times 10^{-3}$	$-0,70037 \times 10^{-6}$	$0,38680 \times 10^{-9}$	$-0,70429 \times 10^{-13}$
3	2	$0,15210 \times 10^{-3}$	$-0,37750 \times 10^{-6}$	$0,21019 \times 10^{-9}$	$-0,36011 \times 10^{-13}$
1	3	$-0,71313 \times 10^{-6}$	$0,46181 \times 10^{-9}$	$-0,70658 \times 10^{-13}$	$0,38038 \times 10^{-17}$
2	3	$0,12245 \times 10^{-7}$	$0,99434 \times 10^{-10}$	$-0,15598 \times 10^{-12}$	$0,37664 \times 10^{-16}$
3	3	$-0,13165 \times 10^{-6}$	$0,20719 \times 10^{-9}$	$-0,96720 \times 10^{-13}$	$0,14807 \times 10^{-16}$
1	4	$0,17806 \times 10^{-9}$	$-0,11654 \times 10^{-12}$	$0,19939 \times 10^{-16}$	$-0,13486 \times 10^{-20}$
2	4	$-0,57563 \times 10^{-10}$	$-0,10109 \times 10^{-13}$	$0,35273 \times 10^{-16}$	$-0,89872 \times 10^{-20}$
3	4	$0,26872 \times 10^{-10}$	$-0,34803 \times 10^{-13}$	$0,14336 \times 10^{-16}$	$-0,19754 \times 10^{-20}$

Tabela (D.2) - Coeficientes para cálculo da absorvância de misturas de CO_2 e H_2O .

APENDICE E

DETERMINAÇÃO DAS ÁREAS DE TROCA DIRETA

Cada elemento longitudinal de tubo é considerado uma cavidade cilíndrica de raio R dividida em zonas, conforme a Figura (E.1).

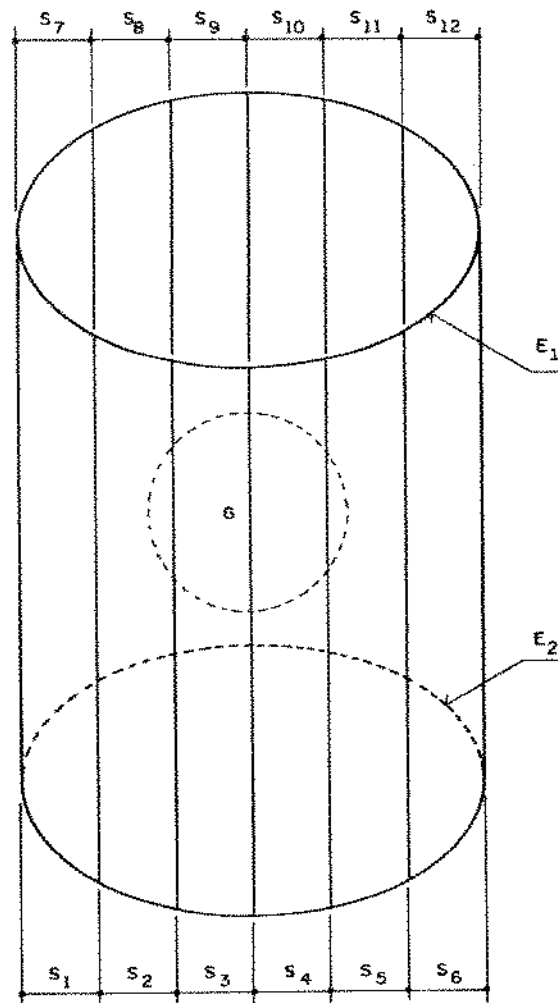


Figura (E.1) - Divisão da cavidade cilíndrica em zonas

A superfície lateral do elemento longitudinal de tubo foi dividida em 12 zonas de superfície iguais. Estas zonas são denominadas $S_1, \dots, S_{12}$. As superfícies terminais que fecham a cavidade também são consideradas zonas de superfície, e denominadas E_1 e E_2 . O gás que preenche a cavidade é considerado uma zona gasosa G . Todas as superfícies são consideradas perfeitamente difusas.

As áreas de troca direta são obtidas a partir da Figura (E.2), pelas seguintes expressões:

$$\overline{s_i s_j} = \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \beta_i \cos \beta_j}{\pi r^2} \tau(r) dA_i dA_j \quad (E.1)$$

para a troca entre duas zonas de superfície, e

$$\overline{s_i g_j} = \frac{\mathcal{K}}{\pi} \int_{A_i} \int_{V_j} \frac{\cos \beta_i}{r^2} \tau(r) dA_i dV_j \quad (E.2)$$

para a troca entre uma zona de superfície e uma zona gasosa, onde:

- n_i : normal à área infinitesimal dA_i ;
- n_j : normal à área infinitesimal dA_j ;
- r : trajeto entre as áreas infinitesimais (o mesmo que S_{ji} no Capítulo 2; adotou-se esta notação para não confundir com a notação das zonas de superfície), e
- $\tau(r)$: transmitância do meio:

$$\tau(r) = \exp \left[- \int_{r_j}^{r_i} \mathcal{K}(r^*) dr^* \right] \quad (E.3)$$

Em se tratando de gases cinzas:

$$\tau(r) = \exp \left[- \mathcal{K} r \right] \quad (E.4)$$

onde κ é o coeficiente de absorção do gás.

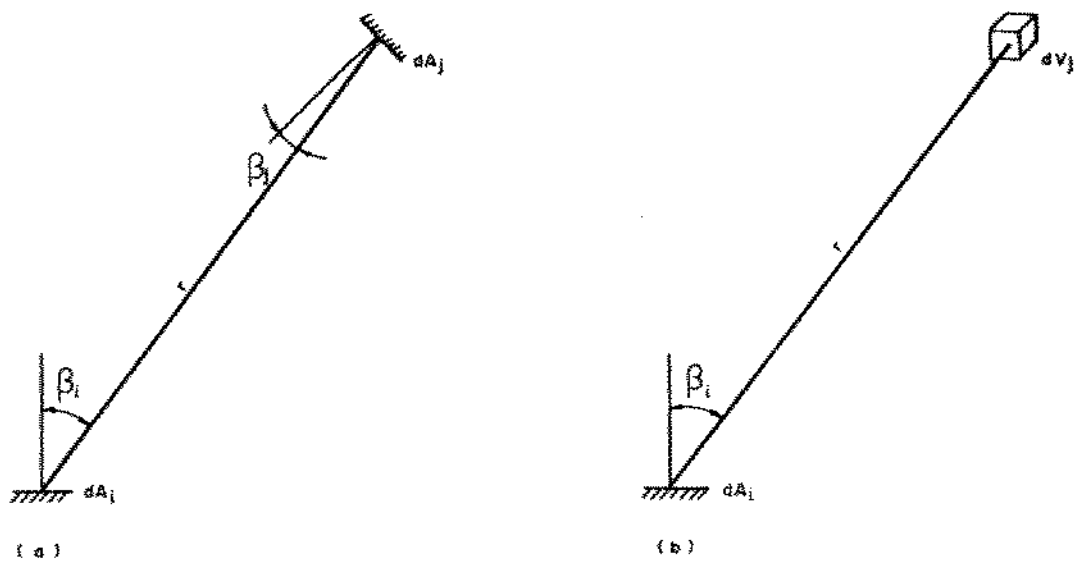


Figura (E.2) - Representação da troca de energia radiante entre:
 a) Elementos diferenciais de superfície e
 b) Elementos diferenciais de volume e superfície.

E.1 - Cálculo das áreas de troca direta do tipo $\overline{s_i s_j}$

a) Meio: gás cinza

A figura (E.3) representa a troca de energia radiante entre duas áreas diferenciais dA_i e dA_j pertencentes às zonas de superfície S_i e S_j respectivamente. O ângulo θ é o ângulo entre as direções das normais n_i e n_j .

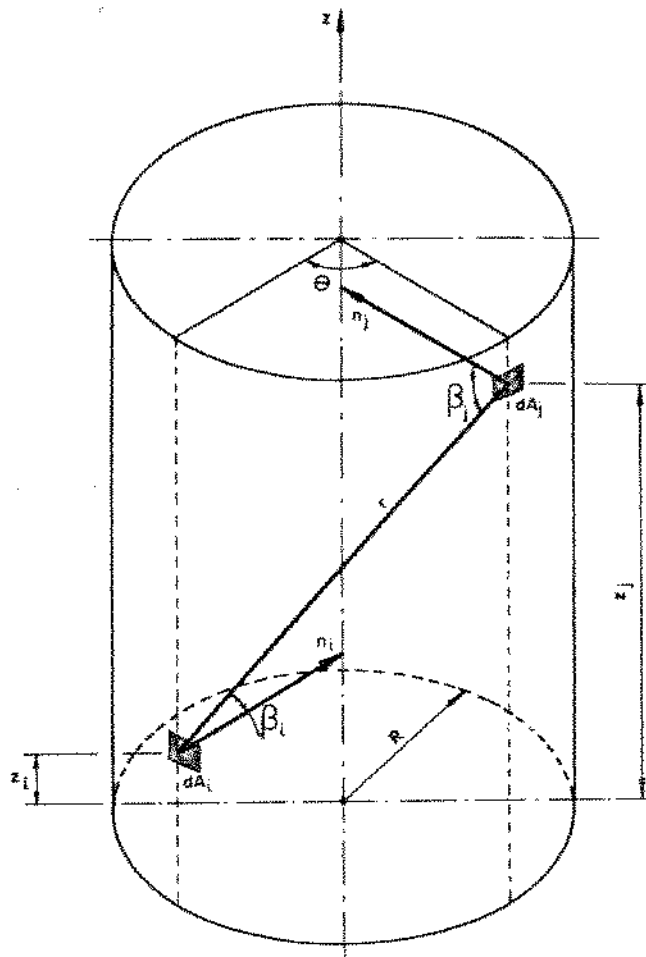


Figura (E.3) - Geometria da troca de energia radiante entre áreas diferenciais de duas zonas da superfície lateral da cavidade.

Posicionando as áreas diferenciais dA_i e dA_j conforme Figura (E.4), pode-se concluir por semelhança dos triângulos $\triangle ABC$ e $\triangle ABD$ que os ângulos β_i e β_j são iguais.

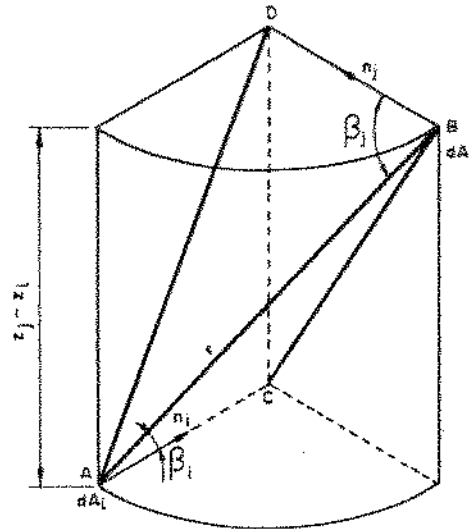


Figura (E.4) - Representação da semelhança entre os triângulos $\triangle ABC$ e $\triangle ABD$.

Orientando um sistema de coordenadas $x'y'z'$ com origem em dA_i , conforme apresentado na Figura (E.5), tem-se que os cossenos diretores de n_i e r neste sistema de coordenadas são:

$$l_n = \cos(\pi/2 - \beta'_i) \quad l_r = \cos(\pi/2) \quad (\text{E.5a})$$

$$m_n = \cos \beta'_i \quad m_r = \cos \rho_i \quad (\text{E.5b})$$

$$n_n = \cos(\pi/2) \quad n_r = \cos \psi_i \quad (\text{E.5c})$$

onde:

ρ_i é o ângulo entre r e sua projeção r' no eixo y' ;

β'_i é o ângulo entre r' e n_i , e

ψ_i é o ângulo entre r e o eixo z' .

O ângulo β_i entre n_i e r é dado por:

$$\cos \beta_i = l_n l_r + m_n m_r + n_n n_r \quad (\text{E.6})$$

Substituindo as expressões (E.5) em (E.6) tem-se:

$$\cos \beta_i = \cos \beta'_i \cos \rho_i \quad (\text{E.7})$$

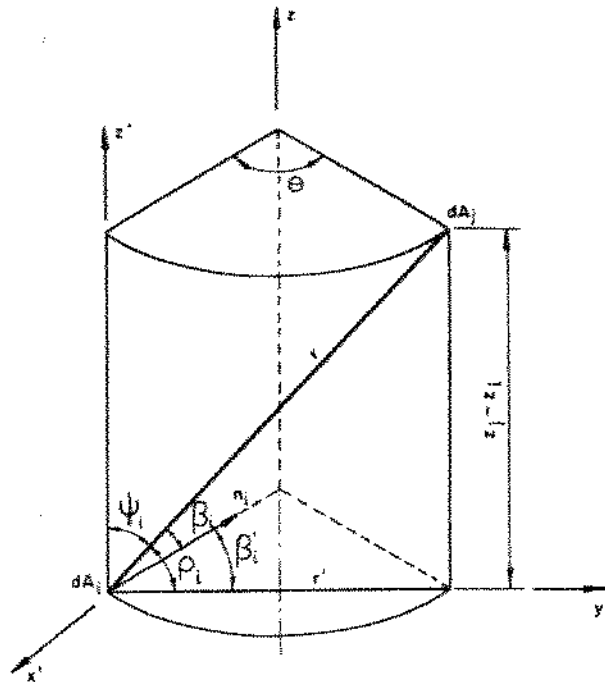


Figura (E.5) - Representação dos ângulos ρ_i , β_i , β_i^* e ψ_i no plano $x'y'z'$.

-Obtenção de β_i^* :

O ângulo β_i^* pode ser obtido da projeção da fatia de ângulo θ no plano do papel, conforme apresentado na Figura (E.6).

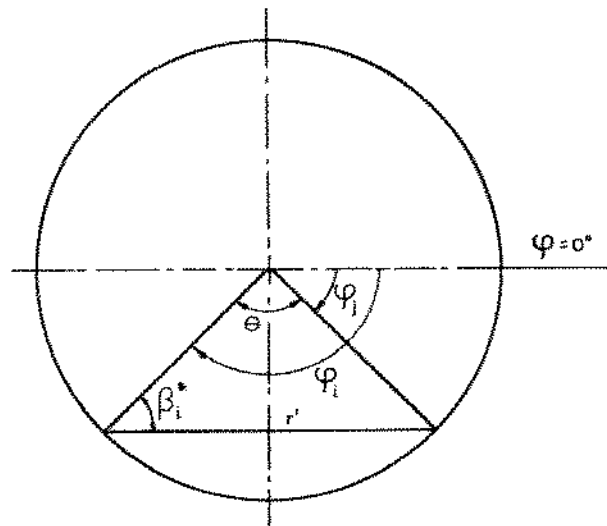


Figura (E.6) - Esquema para obtenção do ângulo β_i^*

Desta figura conclui-se que:

$$\cos \beta'_i = \frac{r'}{2R} \quad (\text{E.8})$$

onde R é o raio da cavidade cilíndrica.

Orientando neste plano uma coordenada angular φ , conforme indicado na Figura (E.8), tem-se que:

$$\theta = \varphi_i - \varphi_j \quad (\text{E.9})$$

onde φ_i e φ_j são as coordenadas angulares das projeções das normais n_i e n_j no plano do papel.

A relação entre θ e β'_i é:

$$\beta'_i = \frac{\pi}{2} - \frac{\theta}{2} \quad (\text{E.10})$$

Deste modo, substituindo-se (E.9) em (E.10), tem-se:

$$\cos \beta'_i = \cos \left[\frac{\pi}{2} + \frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right] = -\sin \left[\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right] \quad (\text{E.11})$$

Substituindo em (E.8), obtém-se:

$$r' = -2R \sin \left[\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right] \quad (\text{E.12})$$

- Obtenção de ρ_i :

O ângulo ρ_i é obtido da Figura (E.5):

$$\operatorname{tg} \rho_i = \frac{z_j - z_i}{r'} \quad (\text{E.13})$$

Substituindo (E.12) em (E.13) chega-se a:

$$\rho_i = \arctg \left[\frac{z_j - z_i}{-2 R \operatorname{sen} \left(\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right)} \right] \quad (\text{E.14})$$

- Obtenção de r:

Da figura (E.5) tem-se que:

$$\cos \rho_i = \frac{r'}{r} \quad (\text{E.15})$$

Substituindo (E.14) em (E.15) vem:

$$r = \frac{-2 R \operatorname{sen} \left(\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right)}{\cos \left\{ \arctg \left[\frac{z_j - z_i}{-2 R \operatorname{sen} \left(\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right)} \right] \right\}} \quad (\text{E.16})$$

Substituindo (E.11), (E.14) em (E.7) chega-se a:

$$\cos \beta_i = \cos \left\{ \arctg \left[\frac{z_j - z_i}{-2 R \operatorname{sen} \left(\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right)} \right] \right\} \left\{ - \operatorname{sen} \left(\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right) \right\} \quad (\text{E.17})$$

Introduzindo (E.16) e (E.17) em (E.1) obtém-se:

$$\overline{s_i s_j} = \frac{1}{4\pi R^2} \int_{A_i} \int_{A_j} \cos^4 \rho_i \exp \left[\frac{2 \kappa R \sin \left(\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right)}{\cos \rho_i} \right] dA_i dA_j \quad (\text{E.18})$$

onde:

$\cos \rho_i$ é obtido da expressão (E.14);

$$dA_i = R d\varphi_i dz_i \quad (\text{E.18a})$$

$$dA_j = R d\varphi_j dz_j \quad (\text{E.18b})$$

Integrando-se (E.17) em φ_i , φ_j , z_i e z_j nos limites de interesse, obtém-se as áreas de troca.

b) Meio: gás transparente.

O cálculo das áreas de troca de troca direta para gás transparente se faz necessário na obtenção das áreas de fluxo direcionado, uma vez que as janelas do espectro de emissão do gás real são consideradas um gás transparente, conforme Capítulo 2.

Quando o gás é transparente seu coeficiente de absorção κ é nulo e a equação (E.18) é simplificada para:

$$\overline{s_i s_j} = \frac{1}{4\pi R^2} \int_{A_i} \int_{A_j} \cos^4 \left\{ \arctg \left[\frac{z_j - z_i}{-2 R \sin \left(\frac{\varphi_j - \varphi_i}{2} \right)} \right] \right\} dA_i dA_j \quad (\text{E.19})$$

E.2 - Cálculo das áreas de troca direta do tipo $\overline{s_{E_i} s_{E_j}}$

a) Meio: gás cinza.

Da geometria apresentada na Figura (E.7) tem-se que:

$$\beta_i = \beta_j = \beta$$

Substituindo (E.4) na equação de definição (E.1) chega-se a:

$$\overline{s_i s_j} = \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos^2 \beta}{\pi r^2} \exp \left[-\kappa r \right] dA_i dA_j \quad (E.20)$$

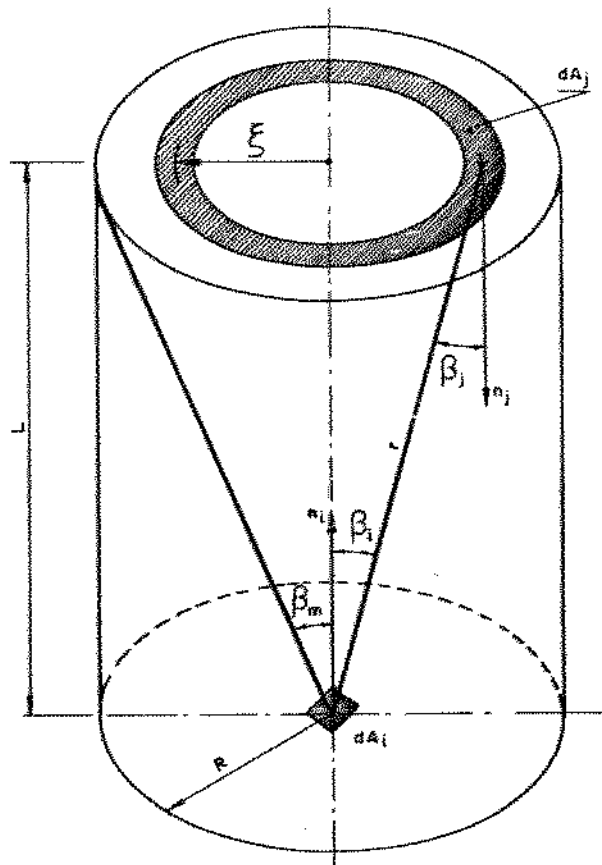


Figura (E.7) - Geometria da troca de energia radiante entre uma área diferencial no topo e outra na base da cavidade cilíndrica.

Segundo Slegel e Howell (1981), uma mudança conveniente na integral pode ser feita a partir da definição de ângulo sólido.

O ângulo sólido pelo qual dA_j é visto de dA_i é igual a $(dA_i \cos\beta / r^2)$. Da intersecção deste ângulo com um hemisfério de raio unitário tem-se que ele também pode ser dado por $(2\pi \sin\beta d\beta)$.

Substituindo em (E.20) vem:

$$\overline{s_i s_j} = \int_{A_i} \int_{\beta} 2 \exp \left[-\mathcal{K} r \right] \cos\beta \sin\beta d\beta dA_i \quad (\text{E.21})$$

sendo que, no domínio da área dA_j , β varia entre 0 e β_m .

Fazendo-se $\mathcal{K} r$ igual λ , da Figura (E.7) tem-se que:

$$\cos\beta = \frac{L}{r} = \frac{\mathcal{K} L}{\lambda} \quad (\text{E.22})$$

e

$$\sin\beta d\beta = -d(\cos\beta) = \frac{\mathcal{K} L}{\lambda^2} d\lambda \quad (\text{E.23})$$

Substituindo em (E.21) vem:

$$\overline{s_i s_j} = 2 L^2 \mathcal{K}^2 \int_{A_i} dA_i \int_{\lambda} \frac{e^{-\lambda}}{\lambda^3} d\lambda \quad (\text{E.24})$$

Fazendo-se $\beta = 0$ em (E.22), resulta que $\lambda = \mathcal{K} L$.

Da Figura (E.7) tem-se que:

$$\cos\beta_m = \frac{L}{\sqrt{L^2 + R^2}}$$

Substituindo em (E.22), o limite superior de integração de λ é igual a $\mathcal{K} \sqrt{L^2 + R^2}$.

Como $\int_{A_i} dA_i = \pi R^2$ tem-se que:

$$\overline{s_i s_j} = 2 L^2 R^2 \int_{L}^{\infty} \frac{\sqrt{L^2 + R^2} e^{-h}}{h^3} dA \quad (\text{E.25})$$

Aplicando (E.25) para a cavidade e para o gás em questão obtém-se as áreas de troca.

b) Meio: gás transparente.

Quando o gás é transparente a área de troca direta pode ser obtida da expressão do fator de forma entre dois discos paralelos com centros sobre uma mesma reta, conforme Figura (E.8).

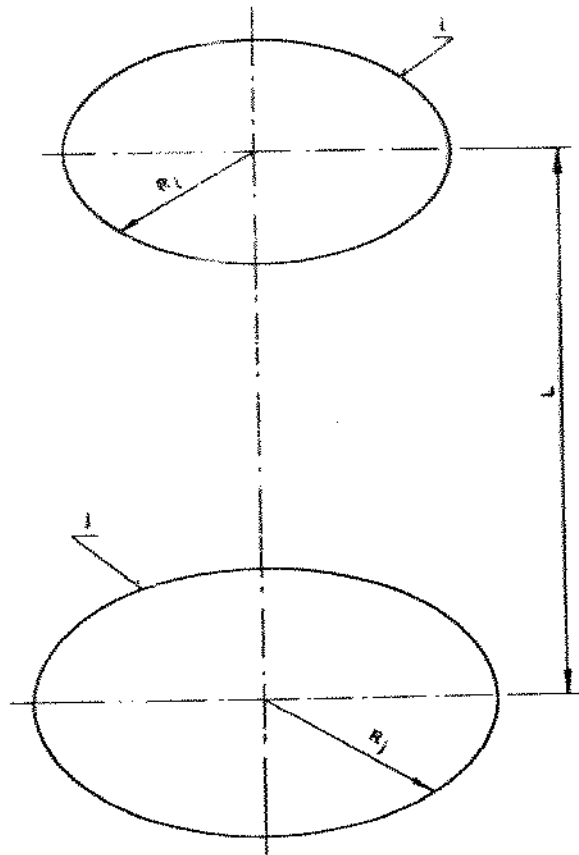


Figura (E.8) - Fator de Forma entre discos paralelos

O fator de forma entre os discos i e j é dado por Siegel e Howell (1981) através da expressão:

$$F_{i-j} = \frac{1}{2} \left[Y - \sqrt{Y^2 - 4 \left(\frac{X_j}{X_i} \right)^2} \right] \quad (\text{E. 26})$$

onde:

$$X_i = \frac{R_i}{L} \quad ; \quad (\text{E. 26a})$$

$$X_j = \frac{R_j}{L} \quad , \text{ e} \quad (\text{E. 26b})$$

$$Y = 1 + \frac{1 + X_j^2}{X_i^2} \quad (\text{E. 26c})$$

Aplicando para o caso em questão onde $R_i = R_j = R$ e sabendo que $\overline{s_i s_j} = A_i F_{i-j}$ tem-se que:

$$\overline{s_i s_j} = \pi R^2 \left[Y - \sqrt{Y^2 - 4} \right] \quad (\text{E. 27})$$

E.3 - Cálculo das áreas de troca direta do tipo $\overline{s_i g}$

Segundo Hottel (1987), a área de troca direta entre uma área infinitesimal dA_i localizada no centro de uma superfície terminal de um cilindro finito de raio R e comprimento L e o volume gasoso contido no cilindro é dada por:

$$\frac{d(\overline{g s_i})}{dA_i} = 1 - 2 \mathcal{E}_g(\mathcal{E} L) - 2 \mathcal{E}_g(\mathcal{E} R) + 2 \mathcal{E}_g \left[\mathcal{E} \left(L^2 + R^2 \right)^{1/2} \right] \quad (\text{E. 28})$$

onde $\mathcal{E}_g(x)$ é a integral exponencial de um argumento x definida por:

$$\mathcal{E}_g(x) = \int_0^1 \mu^{n-2} e^{-x/\mu} d\mu$$

Integrando (E.28) em dA_i obtém-se:

$$\overline{g s_i} = \pi R^2 \left\{ 1 - 2 \mathcal{E}_g(\mathcal{E} L) - 2 \mathcal{E}_g(\mathcal{E} R) + 2 \mathcal{E}_g \left[\mathcal{E} \left(L^2 + R^2 \right)^{1/2} \right] \right\} \quad (\text{E. 29})$$

Todas as integrais de cálculo das áreas de troca foram resolvidas pelo método de Gauss-Legendre para 10 pontos através das sub-rotinas QUAD e QGAUS apresentadas por Press et al. (1986).

Como o meio é cinza ou transparente e as superfícies da cavidade são perfeitamente difusas, conforme Capítulo 2, as áreas de troca obedecem à lei da reciprocidade:

$$\overline{s_i s_j} = \overline{s_j s_i} \text{ e } \overline{s_i g} = \overline{g s_i}$$

e aos balanços de energia:

$$\sum_{j=1}^n \overline{s_i s_j} + \overline{s_i g} = A_i \quad (\text{E. 30})$$

As áreas de troca restantes, como as do tipo $\overline{s_{E_i} s_j}$ e $\overline{s_{s_i} g}$, foram obtidas através da aplicação destas relações.

APÊNDICE F

FUNÇÕES CIRCUNFERENCIAIS DE TEMPERATURA

Tabela (F.1) - Funções Circunferenciais de Temperatura G_n

Pr	n	10^4	3×10^4	Re 10^5	3×10^5	10^6
0	0	0.3231	0.3034	0.2917	0.2848	0.2807
	1	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
	2	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000	0.5000
	3	0.3333	0.3333	0.3333	0.3333	0.3333
	4	0.2500	0.2500	0.2500	0.2500	0.2500
	5	0.2000	0.2000	0.2000	0.2000	0.2000
	6	0.1667	0.1667	0.1667	0.1667	0.1667
0.001	0	0.3230	0.3022	0.2834	0.2481	0.1751
	1	0.9989	0.9937	0.9561	0.8059	0.4853
	2	0.4995	0.4973	0.4817	0.4171	0.2699
	3	0.3331	0.3319	0.3232	0.2861	0.1950
	4	0.2498	0.2491	0.2436	0.2192	0.1553
	5	0.1999	0.1994	0.1956	0.1783	0.1301
	6	0.1666	0.1662	0.1635	0.1505	0.1125
0.003	0	0.3217	0.2958	0.2527	0.1817	0.1019
	1	0.9929	0.9613	0.8005	0.5042	0.2300
	2	0.4970	0.4837	0.4147	0.2792	0.1391
	3	0.3316	0.3243	0.2848	0.2013	0.1064
	4	0.2489	0.2442	0.2184	0.1600	0.08838
	5	0.1993	0.1960	0.1777	0.1339	0.07649
	6	0.1661	0.1637	0.1501	0.1157	0.06791
0.01	0	0.3125	0.2605	0.1730	0.09882	0.04638
	1	0.9499	0.7915	0.4567	0.2185	0.08667
	2	0.4787	0.4104	0.2562	0.1333	0.05694
	3	0.3215	0.2822	0.1866	0.1025	0.04596
	4	0.2425	0.2167	0.1495	0.08545	0.03969
	5	0.1948	0.1765	0.1258	0.07420	0.03543
	6	0.1629	0.1492	0.1092	0.06606	0.03227
0.03	0	0.2743	0.1830	0.09598	0.04775	0.02032
	1	0.7794	0.4705	0.2055	0.08883	0.03355
	2	0.4062	0.2638	0.1266	0.05857	0.02342
	3	0.2806	0.1923	0.09811	0.04738	0.01964
	4	0.2162	0.1543	0.08226	0.04099	0.01744
	5	0.1765	0.1300	0.07179	0.03664	0.01592
	6	0.1495	0.1130	0.06419	0.03342	0.01478

Tabela (F.1) - Continuação

Pr	n	10^4	3×10^4	Re 10^5	3×10^5	10^6
0.7	0	0.06967	0.02973	0.01147	0.004761	0.001774
	1	0.1116	0.04416	0.01610	0.006443	0.002317
	2	0.08165	0.03341	0.01252	0.005116	0.001879
	3	0.07029	0.02943	0.01118	0.004617	0.001714
	4	0.06352	0.02711	0.01040	0.004325	0.001616
	5	0.05869	0.02550	0.009861	0.004122	0.001548
	6	0.05494	0.02427	0.009452	0.003967	0.001496
3	0	0.03387	0.01344	0.004864	0.001950	0.0006977
	1	0.04398	0.01681	0.005940	0.002343	0.0008244
	2	0.03684	0.01429	0.005101	0.002032	0.0007221
	3	0.03407	0.01334	0.004787	0.001916	0.0006835
	4	0.03236	0.01279	0.004604	0.001847	0.0006608
	5	0.03110	0.01240	0.004477	0.001800	0.0006449
	6	0.03008	0.01209	0.004380	0.001763	0.0006327
10	0	0.02020	0.007778	0.002727	0.001084	0.0003774
	1	0.02328	0.008790	0.003048	0.001204	0.0004154
	2	0.02112	0.008031	0.002796	0.001111	0.0003847
	3	0.02028	0.007747	0.002702	0.001076	0.0003731
	4	0.01975	0.007579	0.002646	0.001055	0.0003663
	5	0.01935	0.007460	0.002608	0.001041	0.0003615
	6	0.01902	0.007366	0.002579	0.001030	0.0003579
30	0	0.01344	0.005109	0.001738	0.0007026	0.0002368
	1	0.01447	0.005442	0.001843	0.0007438	0.0002495
	2	0.01375	0.005188	0.001759	0.0007128	0.0002393
	3	0.01347	0.005093	0.001728	0.0007011	0.0002354
	4	0.01329	0.005037	0.001709	0.0006942	0.0002332
	5	0.01315	0.004997	0.001697	0.0006894	0.0002316
	6	0.01304	0.004965	0.001687	0.0006858	0.0002304
100	0	0.009098	0.003450	0.001069	0.0004710	0.0001449
	1	0.009408	0.003541	0.001097	0.0004844	0.0001486
	2	0.009191	0.003465	0.001072	0.0004751	0.0001455
	3	0.009105	0.003436	0.001063	0.0004716	0.0001444
	4	0.009051	0.003419	0.001057	0.0004695	0.0001437
	5	0.009009	0.003407	0.001053	0.0004681	0.0001432
	6	0.008973	0.003397	0.001050	0.0004670	0.0001428

APÊNDICE G

PROGRAMAS

G.1 - Programas LIQUIDOL e GASL

Programas de determinação da distribuição longitudinal e circunferencial da temperatura de pele de tubos para aquecimento de líquidos e gases de processo, levando-se em conta a variação circunferencial do número de Nusselt.

Para o cálculo admitindo-se número de Nusselt constante na seção transversal do tubo foram utilizadas versões simplificadas destes programas.

G.2 - Verificação de Aquecedores

É apresentada a listagem do programa PDIST1 aplicável ao perfil de liberação constante de energia pela chama.

PROGRAM LIQUIDOL

```

*****
*      Programa para Calculo da Distribuicao Axial e Circunferencial *
*      da Temperatura da Parede de Tubos em Aquecedores Cilindricos *
*      Verticais. *
*
*      - Aquecimento de Liquido: Gasoleo. *
*
*      - Levando-se em conta a variacao circunferencial do Nusselt *
*        segundo o artigo de Gartner et al. *
*
*
*
*      DADOS DE ENTRADA *
*
*      ANCI)   : coeficientes da serie de Fourier da distribuicao *
*                circunferencial do fluxo de calor *
*      CC      : espacamento entre centro de tubos *
*      DEXT    : diametro externo do tubo (m) *
*      DI      : diametro interno do tubo (m) *
*      EL      : emitancia do cilindro imaginario de liquido *
*      ESP     : espessura da parede do tubo (m) *
*      ET      : emitancia da superficie interna do tubo *
*      FM      : fluxo de massa (kg/(m2s)) *
*      L       : comprimento dom elemento longitudinal de tubo (m) *
*      NE      : numero de elementos longitudinais de tubo *
*      NT      : numero de elementos circunferenciais de tubo *
*      QWCND   : vetor fluxo de calor incidente externo *
*      RKT     : condutividade termica do material do tubo *
*      TLF     : temperatura do liquido a saida da secao radiante do *
*                aquecedor (K) *
*      TLI     : temperatura do liquido na entrada da secao radiante *
*                do aquecedor (K) *
*      XNCID   : taxa radiante no elemento cirunferencial/taxa *
*                radiante total *
*

```

VARIAVEIS PRINCIPAIS

AC(I),BC(I),CC(I) e GC(I) coeficientes do sistema tridiagonal de equacoes

ATI : area da secao transversal interna do tubo (m²)

ATM : area da secao transversal media do tubo (m²)

ASE : area da superficie lateral externa do elemento longitudinal de tubo (m²)

ASI : area da superficie lateral interna do elemento longitudinal de tubo (m²)

ASM : area da superficie lateral media do elemento longitudinal de tubo (m²)

CAT : taxa total de calor absorvido pelos tubos (W)

CPC(Y) : funcao calor especifico do liquido de processo (J/kg K)

CPM(Y2,Y1): funcao calor especifico medio do liquido de processo (J/kg K)

CT : carga termica do processo (W)

D : diametro medio do tubo (m)

GC(1),GC(2),GC(3),GC(4),GC(5),GC(6) funcoes circunferenciais de temperatura

HCC(N,I) : coeficiente de pelicula (W/m² K)

HRCND : coeficiente radiante (W/m² K)

I : contador de elementos circunferenciais de tubo

K : contador do numero de passagens

N : contador de elementos longitudinais de tubo

NP : numero de passagens nos tubos

ML : descarga do liquido de processo (kg/s)

PRCND : numero de Prandtl

QCIC(I) : calor convectivo trocado no elemento circunferencial de tubo (W)

QRIC(I) : energia radiante trocada no elemento circunferencial de tubo (W)

QCTCND : calor convectivo interno liquido no elemento


```

*           longitudinal (W)                                     *
*   QRTCND   : energia radiante interna liquida no elemento    *
*           longitudinal (W)                                     *
*   QTCND    : taxa de calor total (radiante+convectivo) interno *
*           liquido no elemento longitudinal (W)               *
*   QWACND   : taxa de calor total (radiante+convectivo) externo *
*           absorvido (W)                                       *
*   QWCACND  : taxa de calor convectivo externo absorvido (W)   *
*   QWRACND  : taxa de energia radiante externa absorvida (W)   *
*   RECND    : numero de Reynolds                               *
*   RK(Y)    : funcao condutividade termica do liquido de processo *
*   RNUC(I)  : distribuicao circunferencial do numero de Nusselt *
*   SIGMA    : constante de Stefan-Boltzmann                    *
*   TCN,I)   : Matriz de distribuicao de temperaturas da parede do *
*           tubo (K)                                           *
*   TETA     : incremento circunferencial                       *
*   TLCND    : temperatura do liquido de processo (K)          *
*   TMLCND   : temperatura media do liquido de processo no elemento *
*           longitudinal de tubo (W)                             *
*   TMPCND   : temperatura media do parede do elemento longitudinal *
*           de tubo                                             *
*   UC(I)    : variavel adimensional de temperatura            *
*   VISC(Y)  : funcao viscosidade do liquido de processo      *
*   X        : coordenada na direcao longitudinal do tubo      *
*

```

```

*****

```

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

```

```

REAL*8 L

```

```

DIMENSION TC(30,15)

```

```

COMMON /C1/ NE,NT,NP

```

```

COMMON /C2/ DEXT,DI,D,ESP,L,ET

```

```

COMMON /C3/ RKT,FM,TLI,TLF,EL

```

```

C   Abertura dos arquivos

```

```

OPEN(UNIT=2,FILE='LIQUIDO.ENT',STATUS='OLD')

```

```

C   Leitura dos dados de entrada

```

```

      READX2,*) DEXT,DI,ESP,L,ET
      READX2,*) RKT,FM,TLI,TLF,EL
      READX2,*) NE,NT
      CLOSE(UNIT=2)
      PI=4.D00/DATAN(1.D00)
      D=DI+ESP
C     Calculo da distribuicao de temperatura da parede do tubo
      CALL UNGARMODL (TD)
      STOP
      END

C
C
C
C

      SUBROUTINE UNGARMODL (TD)
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      REAL*8 ML,L
      DIMENSION TMP(30),TL(30),TML(30),TC(30,15),QCI(15),QRI(15)
      DIMENSION REC(30),RNUC(15),HC(30,15),HRC(30),UC(15),XNC(10)
      DIMENSION CCONVC(15),BETACI(15),BETACE(15),ANC(10)
      DIMENSION PR(30),QWC(30),QWAC(30),QWCAC(30),QWRAC(30)
      DIMENSION QTC(30),QRT(30),QCT(30)
      COMMON /C1/ NE,NT,NP
      COMMON /C2/ DEXT,DI,D,ESP,L,ET
      COMMON /C3/ RKT,FM,TLI,TLF,EL
      COMMON /TRIDI/ AC(15),BC(15),CC(15),GC(15)
C     Propriedades do Liquido de Processo
      CP(Y)= 6.8339970D+02 + 4.2272338D+00*Y - 4.8476126D-06*Y*Y
!           +5.5435148D-09*(Y**3.D00) - 2.3742432D-12*(Y**4.D00)
      CPM(Y2,Y1)= (+6.8339970D+02*(Y2-Y1)
!               +2.1136169D+00*(Y2*Y2-Y1*Y1)
!               -1.6158709D-6*(Y2**3.D00-Y1**3.D00)
!               +1.3858787D-9*(Y2**4.D00-Y1**4.D00)
!               -0.4748486D-12*(Y2**5.D00-Y1**5.D00))/(Y2-Y1)
      RK(Y)= 7.4260283D-01 - 3.9045385D-03*Y + 9.7070607D-05*Y*Y

```

```

!          -1.0935255D-08*(Y**3.D00) + 4.4201018D-12*(Y**4.D00)
VISC(Y) = -1.6638579D-01 + 1.2296793D-03*Y - 3.3488316D-06*Y*Y
!          +4.0136734D-09*(Y**3.D00) - 1.7923411D-12*(Y**4.D00)

```

C Abertura de Arquivos

```

OPEN(UNIT=2,FILE='QW.ENT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=3,FILE='XNL.ENT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=20,FILE='TLPL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=21,FILE='TEMPL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=22,FILE='QWAL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=23,FILE='LIQUIDOL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=24,FILE='REPRL.SAI',STATUS='UNKNOWN')

```

C Leitura dos dados de entrada

```

READ(3,*) CC
READ(3,*) (XNC(I),I=1,7)
READ(3,*)
READ(3,*)
READ(3,*) (ANCI,I=1,6)
PI=4.D00*DATAN(1.D00)
TETA=2.D00*PI/DFLOATCNTD
ATI=PI*(CDI**2.D00)/4.D00
ATM=PI*(CD**2.D00)/4.D00
ASI=PI*DI*L
ASM=PI*D*L
ASE=PI*DEXT*L
ML=FM*ATI
CT=ML*CPM(TLF,TLI)*(TLF-TLI)
TLC(1)=TLI
CAT=0.D00
X=0.D00
WRITE(20,'(2(3X,A,/))')
! 'Pass.  El.long.   X      Temp. liq. processo',
! '                                (oC)          (K)'
WRITE(21,'(2(5X,A,/))')
! 'X      Temp. media   Temp. max.',
! '      parede (oC)   parede (oC)'

```

```

WRITEC(22, '(5X,A)')
! 'X      Qwra      Qwca      Qwa      Qw      Qct      Qrt
! Qt'
WRITEC(24, '(5X,A,/)' )
! 'X      Reynolds      Prandtl      Hrad'
K=1
100 AK=DFLOAT(K)/2.D00
IF (IDINT(AK).EQ.AK) THEN
    REWIND(UNIT=2)
    READC(2,*) (XX,QWC(J),J=1,NE)
ELSE
    REWIND(UNIT=2)
    READC(2,*) (XX,QWC(J),J=NE,1,-1)
ENDIF
DO 20 N=1,NE
    QWRAC(N)=QWC(N)*ASE*1000.D00/1.1D00
    QWCAC(N)=0.1D00*QWRAC(N)
    QWAC(N)=QWRAC(N)+QWCAC(N)
    DEL=0.1D00
    CAT=CAT+QWAC(N)
    TLC(N+1)=TLC(N)+QWAC(N)/(ML*CP(TLC(N)))
    TML(N)=(TLC(N)+TLC(N+1))/2.D00
    REC(N)=FM*DI/VISCC(TML(N))
    PRC(N)=VISCC(TML(N))*CP(TML(N))/RK(TML(N))
    CALL GARTNER (NT,AN,REC(N),PRC(N),RNU)
    DO 45 I=1,NT
        HCC(N,I)=RNU(I)*RK(TML(N))/DI
        CCONV(I)=HCC(N,I)/(RKT*ESP)
        BETACI(I)=CCONV(I)*(PI*D/DFLOAT(NT))*(PI*DI/DFLOAT(NT))
        BETACE(I)=CCONV(I)*(PI*D/DFLOAT(NT))*(PI*DEXT/DFLOAT(NT))
45    CONTINUE
    CALL HRADC(DI,D,EL,ET,TML(N),HRC(N))
    CRAD =HRC(N)/(RKT*ESP)
    BETARI=CRAD *(PI*D/DFLOAT(NT))*(PI*DI/DFLOAT(NT))
    AC1)=0.D00

```

```

      CC(1)=2.D00
      DO 30 I=2,NT/2
        AC(I)=1.D00
        CC(I)=1.D00
30    CONTINUE
      AC(NT/2+1)=2.D00
      CC(NT/2+1)=0.D00
      DO 40 I=1,NT/2+1
        BC(I)=- (2.D00+BETACI(I)+BETARI)
        GC(I)= -BETACE(I)*CXN(I)*DFLOAT(NT)+DEL)/(1.D00+DEL)
40    CONTINUE
      CALL TRID(NT/2+1)
      DO 50 I=1,NT/2+1
        UC(I)=GC(I)
50    CONTINUE
      DO 60 I=NT/2+2,NT
        UC(I)=G(NT-I+2)
60    CONTINUE
      SUM=0.D00
      QCTCND=0.D00
      QRTCND=0.D00
      DO 70 I=1,NT
        TCN(I)=TMLCND+(CQWACND/ASED)*(UC(I)/HCCN(I))
        QCI(I)=HCCN(I)*ASI*(TCN(I)-TMLCND)/DFLOAT(NT)
        QRI(I)=HRCND*ASI*(TCN(I)-TMLCND)/DFLOAT(NT)
        SUM=SUM+TCN(I)
        QCTCND=QCTCND+QCI(I)
        QRTCND=QRTCND+QRI(I)
70    CONTINUE
      QTCND=QRTCND+QCTCND
      TMP(ND)=SUM/DFLOAT(NT)
20    CONTINUE
      IF (TLCNE+1).LT.TLFD THEN
        DO 25 N=1,NE
          X=X+L

```

```

      DESV1=(QWCND/QWACND-1.D00)*100.D00
      WRITE(20,'(3X,I2,7X,I2,F9.2,F10.2,3X,F10.2)')
!      K,N,X,TMLCND-273.D00,TMLCND
      WRITE(21,'(1X,F6.2,2X,F10.2,4X,F10.2)')
!      X,TMPCND-273.D00,TCN,1)-273.D00
      WRITE(22,'(1X,F6.2,7F10.2)')
!      X,QWRACND,QWCACND,QWACND,QWCND,QCTCND,QRTCND,QTCND
      WRITE(24,'(1X,F6.2,4F15.4)')
!      X,RECND,PRCND,HRCND
      WRITE(24,'(/,5X,A)') 'Elem. circunferencial      Hconv'
      WRITE (23,'(5X,A,I4)') 'Passagem',K
      WRITE (23,'(5X,A,I4,/,A)') 'Elemento Longitudinal: ',N,
!      '          Teta          Temperatura (oC)'
      DO 80 I=1,NT
          DTETA=(I-1)*TETA
          WRITE (23,'(5X,F10.4,F15.4)') DTETA,TCN,1)-273.D00
          WRITE(24,'(5X,I5,F15.4)') I,HCC(N,I)
80      CONTINUE
25      CONTINUE
      TLC(1)=TLC(NE+1)
      K=K+1
      CATI=CAT
      GO TO 100
ELSE
      DESV2=100.D00*(TLC(1)-TLF)/TLF
      WRITE(20,'(5X,A,/,A)') 'Temperatura de saida ',
!      '      Necessaria      Obtida      Desvio(%)'
      WRITE(20,'(4X,F10.2,F10.2,F10.4)') TLF,TLC(1),DESV2
      WRITE(20,'(//,5X,A,F15.4)') 'Carga Termica : ',CT
      WRITE(20,'(5X,A,F15.4)') 'Calor Absorvido: ',CATI
ENDIF
RETURN
END

```

C
C

```

C
SUBROUTINE TRID (N)
C
C Subrotina para solucao de sistemas de equacoes tridiagonais,
C com equacoes escrita na forma:
C    $AC(I)*TC(I-1) + BC(I)*TC(I) + CC(I)*TC(I + 1) = GC(I)$ 
C
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION P(15),Q(15)
COMMON /TRID1/ AC(15), BC(15), CC(15), GC(15)
P(1) = -CC(1)/BC(1)
Q(1) = GC(1)/BC(1)
DO 10 I=2,N
    AUX = AC(I)*P(I-1) + BC(I)
    P(I) = -CC(I)/AUX
    Q(I) = (GC(I) - AC(I)*Q(I-1))/AUX
10 CONTINUE
GC(N)=Q(N)
DO 20 I=N-1,1,-1
    GC(I) = P(I)*GC(I + 1) + Q(I)
20 CONTINUE
RETURN
END

C
C
C
C
SUBROUTINE HRADCDI,D,EL,ET,TML,HR)
C Calculo do coeficiente radiante
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
FF= 1.D00/((1.D00/EL)+(1.D00/ET-1.D00)*(DI/D))
SIGMA=5.6697D-8
HR=4.D00*FF*SIGMA*(TML**3)
RETURN
END

```

SUBROUTINE GARTNER CNT,AN,RE,PR,RNUD

Calculo da distribuicao circunferencial do numero de Nusselt
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

DIMENSION ANC(10),RNU(15),GC(10)

G010(Y)=56.755287D00*(Y**(-0.862631D00))

G110(Y)=71.018157D00*(Y**(-0.872107D00))

G210(Y)=61.916396D00*(Y**(-0.867676D00))

G310(Y)=58.398162D00*(Y**(-0.865603D00))

G410(Y)=56.120620D00*(Y**(-0.864012D00))

G510(Y)=54.333974D00*(Y**(-0.862542D00))

G610(Y)=52.797520D00*(Y**(-0.861119D00))

G030(Y)=41.858482D00*(Y**(-0.874041D00))

G130(Y)=46.732498D00*(Y**(-0.878320D00))

G230(Y)=43.587823D00*(Y**(-0.876258D00))

G330(Y)=42.379359D00*(Y**(-0.875374D00))

G430(Y)=41.532001D00*(Y**(-0.874571D00))

G530(Y)=40.861542D00*(Y**(-0.873841D00))

G630(Y)=40.302330D00*(Y**(-0.873185D00))

PI=4.D00*DATAN(1.D00)

DTETA=2.D00*PI/DFLOATCNT

G0 =G010(RE)+(PR-10.D00)*(G030(RE)-G010(RE))/(30.D00-10.D00)

GC(1)=G110(RE)+(PR-10.D00)*(G130(RE)-G110(RE))/(30.D00-10.D00)

GC(2)=G210(RE)+(PR-10.D00)*(G230(RE)-G210(RE))/(30.D00-10.D00)

GC(3)=G310(RE)+(PR-10.D00)*(G330(RE)-G310(RE))/(30.D00-10.D00)

GC(4)=G410(RE)+(PR-10.D00)*(G430(RE)-G410(RE))/(30.D00-10.D00)

GC(5)=G510(RE)+(PR-10.D00)*(G530(RE)-G510(RE))/(30.D00-10.D00)

GC(6)=G610(RE)+(PR-10.D00)*(G630(RE)-G610(RE))/(30.D00-10.D00)

DO 10 I=1,NT

TETA=DFLOAT(I-1)*DTETA

SOMA1=0.D00

SOMA2=0.D00


```
      DO 20 J=1,6
        SOMA1=SOMA1+ANC(J)*DCOS(DFLOAT(J)*TETA)
        SOMA2=SOMA2+GC(J)*ANC(J)*DCOS(DFLOAT(J)*TETA)
20    CONTINUE
      RNUC1)=2. D00*(1. D00+SOMA1)/(G0+SOMA2)
10    CONTINUE
      RETURN
      END
```

PROGRAM GASL

```

C*****
C  Programa para Calculo da Distribuicao Axial e Circunferencial *
C  da Temperatura da Parede de Tubos em Aquecedores Cilindricos *
C  Verticais. *
C *
C  Aquecimento de Gas de Retortagem de Xisto *
C *
C  - levando-se em conta a variacao circunferencial do Nusselt *
C  segundo o artigo de Gartner et al. *
C -----
C  DADOS DE ENTRADA *
C *
C  A0, A1(Y) e A2(Y) funcoes peso da serie que descreve o gas *
C  de processo *
C  AEE(K) : areas de troca direta endwall-endwall *
C  AEG(K) : areas de troca direta endwall-gas *
C  ASS(K,J): areas de troca direta superficie-superficie *
C  AI(I) : coeficientes da serie de Fourier da distribuicao *
C  circunferencial do fluxo de calor *
C  CC : espacamento entre centro de tubos *
C  CP(Y) : funcao calor especifico do gas de processo (J/kg K) *
C *
C  CPM(Y2,Y1): funcao calor especifico medio do gas de *
C  processo (J/kg K) *
C  DEXT : diametro externo do tubo (m) *
C  DI : diametro interno do tubo (m) *
C  ESP : espessura da parede do tubo (m) *
C  ET : emitancia da superficie interna do tubo *
C  H(I) : coeficientes de absorcao dos gases cinzas *
C  componentes do gas de processo (1/m) *
C  MG(K) : descarga do gas de processo (kg/h) *
C  L : comprimento do elemento longitudinal de tubo (m) *
C  NEL : numero de elementos longitudinais de tubo *
C  NT : numero de elementos circunferenciais de tubo *
C  NTT : numero total de tubos *
C  NS : numero de zonas de superficie *
C  QW(N) : vetor taxa de calor absorvido externo *
C  RK(Y) : funcao condutividade termica do gas de processo *
C  RKT : condutividade termica do material do tubo *
C  TGF(K) : temperatura do gas a saida da secao radiante do *
C  aquecedor (K) *
C  TGI(K) : temperatura do gas na entrada da secao radiante *
C  do aquecedor (K) *
C  TOLT : criterio de convergencia da distribuicao de *
C  temperatura de pele *
C  VISC(Y) : funcao viscosidade do gas de processo (kg/m s) *
C  XNC(I) : taxa radiante no elemento cirunferencial/taxa *
C  radiante total *
C *
C  VARIAVEIS PRINCIPAIS

```

```

C
C      A(I),B(I),C(I) e G(I) coeficientes do sistema tridiagonal de      *
C      equacoes                                                         *
C      ASE      : area da superficie lateral externa do elemento        *
C      longitudinal de tubo (m2)                                         *
C      ASI      : area da superficie lateral interna do elemento        *
C      longitudinal de tubo (m2)                                         *
C      ASM      : area da superficie lateral media do elemento          *
C      longitudinal de tubo (m2)                                         *
C      ASE(K)   : areas de troca direta superficie-endwall              *
C      ASG(K)   : areas de troca direta superficie-gas                  *
C      do cilindro                                                        *
C      ASK(I)   : areas das zonas de superficie da cavidade (m2)        *
C      ATI      : area da secao transversal interna do tubo (m2)        *
C      ATM      : area da secao transversal media do tubo (m2)          *
C      CAT      : taxa total de calor absorvido pelos tubos (W)         *
C      CT       : carga termica do processo (W)                         *
C      D        : diametro medio do tubo (m)                            *
C      DEL      : razao entre a taxa convectiva e a taxa radiante de    *
C      calor absorvido                                                    *
C      DSG(I,K): matriz das areas de troca direta superficie-gas        *
C      DSS(I,J,K): matriz das areas de troca direta superficie-        *
C      superficie                                                         *
C      ESC(I)   : emitancia da zona de superficie                       *
C      FIN(I)   : fluxo de calor radiante na zona de superficie/        *
C      fluxo de calor radainte total no elemento                        *
C      longitudinal                                                         *
C      GO,G(1),G(2),G(3),G(4),G(5),G(6) funcoes circunferenciais de    *
C      temperatura                                                         *
C      HCC(N,I) : coeficiente de pelicula (W/m2 K)                      *
C      HRC(N)   : coeficiente radiante (W/m2 K)                         *
C      PEG      : poder emissivo de corpo negro do gas de processo (W) *
C      PES(I)   : poder emissivo de corpo negro da zona de             *
C      superficie (W)                                                      *
C      PR(N)    : distribuicao longitudinal numero de Prandtl            *
C      QCI(I)   : calor convectivo trocado no elemento circunferencial *
C      de tubo (W)                                                         *
C      QCT(N)   : calor convectivo interno liquido no elemento          *
C      longitudinal (W)                                                    *
C      QRI(I)   : taxa liquida de energia radiante na zona de          *
C      superficie (W)                                                      *
C      QRT(N)   : energia radiante interna liquida no elemento          *
C      longitudinal (W)                                                    *
C      QT1(N)   : taxa de calor total (radiante+convectivo) interno     *
C      liquido no elemento longitudinal (W)                              *
C      QT2(N)   : taxa de calor total (radiante+convectivo) absorvida   *
C      pelo gas no elemento longitudinal (W)                              *
C      QWCC(N)  : taxa de calor convectivo externo absorvido (W)        *
C      QWRC(N)  : taxa de energia radiante externa absorvida (W)        *
C      REC(N)   : numero de Reynolds                                     *
C      RGSC(I)  : vetor area de fluxo direto gas-superficie            *
C      RNUC(I)  : distribuicao circunferencial do numero de Nusselt     *
C      ROC(I)   : refletancia da zona de superficie                     *

```

```

C      RSG(I) : vetor area de fluxo direto superficie-gas      *
C      RSS(I,J): matriz area de fluxo direto superficie-superficie *
C      SIGMA : constante de Stefan-Boltzmann                    *
C      T1(N,I) : Matriz de distribuicao de temperaturas da parede do *
C                tubo (K) - estimativa                          *
C      T2(N,I) : Matriz de distribuicao de temperaturas da parede do *
C                tubo (K) - calculada                           *
C      TETA : incremento circunferencial                        *
C      TGC(N) : temperatura do gas de processo (K)              *
C      TMGC(N) : temperatura media do gas de processo no elemento *
C                longitudinal de tubo (K)                       *
C      TMP(N) : temperatura media do parede do elemento longitudinal *
C                de tubo (K)                                    *
C      TSG(I,K): matriz das areas de troca total superficie-gas  *
C      TSS(I,J,K): matriz das areas de troca total superficie- *
C                superficie                                     *
C      UC(I) : variavel adimensional de temperatura              *
C      X : coordenada na direcao longitudinal do tubo           *
C
C*****

```

```

C      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C      REAL*8 MG,L,NTT
C      CHARACTER CASOC(3)*8 / 'MINIMO','NORMAL','MAXIMO' /
C      DIMENSION TMP(30),TC(30,15)
C      DIMENSION QW(30),QWR(30),QWC(30)
C      DIMENSION TSS(15,15,5),TSG(15,5)
C      COMMON /C1/ NT,NEL,NS
C      COMMON /C2/ L,DEXT,DI,D,ESP,ET,RKT,CC,NTT
C      COMMON /C3/ MG(3),TGI(3),TGF(3)
C
C      Abertura de Arquivos
C      OPEN(UNIT=1,FILE='MINQW.ENT',STATUS='OLD')
C      OPEN(UNIT=2,FILE='NORQW.ENT',STATUS='OLD')
C      OPEN(UNIT=3,FILE='MAXQW.ENT',STATUS='OLD')
C      OPEN(UNIT=4,FILE='GAS.ENT',STATUS='OLD')
C      OPEN(UNIT=5,FILE='TEMP.ENT',STATUS='OLD')
C      OPEN(UNIT=6,FILE='GASL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
C      OPEN(UNIT=7,FILE='QWL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
C      OPEN(UNIT=8,FILE='TEMPL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
C
C      Leitura dos dados de entrada
C      READ(4,*) DEXT,DI,ESP,L
C      READ(4,*) RKT,ET,CC,TOLT
C      READ(4,*) NT,NEL,NS,NTT
C      READ(4,*) (MG(K),K=1,3)
C      READ(4,*) (TGI(K),K=1,3)
C      READ(4,*) (TGF(K),K=1,3)
C      CLOSE(UNIT=4)
C      PI=4.000*DATAN(1.000)
C      D=DI+ESP
C      TETA=2.000*PI/DFLOAT(NT)
C
C      Calculo das areas de troca
C      CALL ATT(L,DI,ET,TSS,TSG)
C      DO 10 K=1,3
C        READ(5,*) (TMP(N),N=1,NEL)

```

```

REWINDC UNIT=5)
DO 20 N=1,NEL
  DO 30 I=1,NT
    TCN,I)=TMP(N)
30  CONTINUE
20  CONTINUE
IF (K.EQ.1) THEN
  READC1,* )
  READC1,* )
  READC1,* ) (XX,QWCND,N=1,NEL)
ELSEIF (K.EQ.2) THEN
  READC2,* )
  READC2,* )
  READC2,* ) (XX,QWCND,N=1,NEL)
ELSE
  READC3,* )
  READC3,* )
  READC3,* ) (XX,QWCND,N=1,NEL)
ENDIF
C  Calculo da distribuicao de temperatura na parede
CALL UNGARMODCK,TMP,T,QWR,QWC,QW,TSS,TSG,TOLT)
WRITEC6,'(/,15X,A,A,/)' 'CASO ',CASOK)
WRITEC7,'(/,15X,A,A,/)' 'CASO ',CASOK)
WRITEC7,'(5X,A)'
! 'X      Qwr      Qwc      Qw'
WRITEC8,'(/,15X,A,A,/)' 'CASO ',CASOK)
WRITEC8,'(2(5X,A,/))'
! 'X      Temp. media      Temp. max.      ',
! '      parede (oC)      parede (oC)'
X=0.D00
DO 40 N=1,NEL
  X=X+L
  WRITE (6,'(5X,A,I4,/,5X,A)' )
  ! 'Elemento Longitudinal: ',N.
  ! '      Teta      Temperatura(K)      Temperatura(oC)'
  WRITEC7,'(1X,F8.2,3F10.2)' )
  ! X,QWR(N),QWC(N),QW(N)
  WRITEC8,'(F8.2,2F15.2)' )
  ! X,TMP(N)-273.D00,TCN,1)-273.D00
  DO 50 I=1,NT
    DTETA=(I-1)*TETA
    WRITE (6,'(5X,F10.4,2F15.4)' ) DTETA,TCN,I),TCN,I)-273.D00
50  CONTINUE
40  CONTINUE
10  CONTINUE
STOP
END

C
C
C
SUBROUTINE ATTCL,DI,ET,TSS,TSG)
C -----
C  Sub-routine para Calculo das Areas de Troca Totais

```

```

C      Superficie-Superficie e Superficie-Gas.
C
C-----
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      REAL*8 L
      DIMENSION ASS(5,10), AEE(5), AEG(5), ASE(5), ASG(5)
      DIMENSION DSG(15,5), DSS(15,15,5), R(15,15), Y(15,15)
      DIMENSION ASC(15), ROC(15), ESC(15), SUM(15,15)
      DIMENSION TSS(15,15,5), TSG(15,5), SOMA(15)
C      Abertura dos arquivos
      OPEN(UNIT=4, FILE='AREAS.ENT', STATUS='OLD')
C      Constantes auxiliares
      PI=DATAN(1.D00)*4.D00
      NP=15
C      Leitura dos dados de entrada
      READ(4,*)
      READ(4,*)
      READ(4,*)
      DO 10 K=1,3
        READ(4,*) X, AEE(K), AEG(K)
10      CONTINUE
      READ(4,*)
      READ(4,*)
      DO 15 K=1,3
        DO 15 J=1,7
          READ(4,*) XX, ASS(K,J)
15      CONTINUE
      CLOSE(UNIT=4)
      ATI=PI*(DI**2.D00)/4.D00
      ASI=PI*DI*L
      DO 20 K=1,3
        IF (K.EQ.1) THEN
          ASG(K)=0.D00
          ASE(K)=(ATI-AEE(K)-AEG(K))/12.D00
        ELSE
          ASE(K)=(ATI-AEE(K)-AEG(K))/12.D00
          ASG(K)=(ASI/12.D00)-2.D00*ASS(K,2)-2.D00*ASS(K,3)-
!           2.D00*ASS(K,4)-2.D00*ASS(K,5)-2.D00*ASS(K,6)-
!           ASS(K,7)-2.D00*ASE(K)
        ENDIF
20      CONTINUE
C      Calculo da matriz de area de troca direta sup-sup DSSI,I,J,K)
      DO 30 K=1,3
        DO 40 I=1,12
          DSSI(I,K)=ASS(K,1)
40      CONTINUE
        DO 50 I=1,11
          DSSI(I+1,K)=ASS(K,2)
50      CONTINUE
        DO 60 I=1,10
          DSSI(I+2,K)=ASS(K,3)
60      CONTINUE
        DO 70 I=1,9

```

```

      DSSCI,I+3,K)=ASSCK,4)
70  CONTINUE
      DO 80 I=1,8
          DSSCI,I+4,K)=ASSCK,5)
80  CONTINUE
      DO 90 I=1,7
          DSSCI,I+5,K)=ASSCK,6)
90  CONTINUE
      DO 100 I=1,6
          DSSCI,I+6,K)=ASSCK,7)
100 CONTINUE
      DO 110 I=1,5
          DSSCI,I+7,K)=ASSCK,6)
110 CONTINUE
      DO 120 I=1,4
          DSSCI,I+8,K)=ASSCK,5)
120 CONTINUE
      DO 130 I=1,3
          DSSCI,I+9,K)=ASSCK,4)
130 CONTINUE
      DO 140 I=1,2
          DSSCI,I+10,K)=ASSCK,3)
140 CONTINUE
      DSSCI,12,K)=ASSCK,2)
      DO 150 I=1,12
          DSSCI,13,K)=ASECK)
          DSSCI,14,K)=ASECK)
150 CONTINUE
      DO 155 I=13,14
          DSSCI,I,K)=0.D00
155 CONTINUE
      DSSCI,13,14,K)=AEECK)
      DSSCI,14,13,K)=AEECK)
30  CONTINUE
      DO 160 K=1,3
          DO 160 J=1,14
              DO 160 I=1,J
                  DSSCJ,I,K)=DSSCI,J,K)
160 CONTINUE
C  Calculo da matriz de area de troca direta sup-gas DSGCI,K)
      DO 170 K=1,3
          DO 180 I=1,12
              DSGCI,K)=ASGCK)
180 CONTINUE
          DO 190 I=13,14
              DSGCI,K)=AEGCK)
190 CONTINUE
170 CONTINUE
      DO 200 I=1,12
          ASCI)=ASI/12.D00
          ROCI)=1-ET
          ESCI)=ET
200 CONTINUE

```

```

      ASK13)=ATT
      ASK14)=ATT
      ROC13)=0.D00
      ROC14)=0.D00
      ESC13)=1.D00
      ESC14)=1.D00
      DO 205 K=1,3
        DO 206 I=1,14
          DO 206 J=1,14
            SUMCI,J)=0.D00
            SOMACI)=0.D00
206      CONTINUE
          DO 210 I=1,14
            DO 220 J=1,14
              IF(CI.EQ.J) THEN
                YCI,J)=ASCI)-ROCI)*DSSCI,J,K)
                RCI,J)=1.D00
              ELSE
                YCI,J)=-ROCI)*DSSCI,J,K)
                RCI,J)=0.D00
              ENDIF
220      CONTINUE
210      CONTINUE
C      Obtencao da matriz R por inversao da matriz Y
      CALL GAUSSJ(Y,14,NP,R,14,NP)
      DO 230 I=1,14
        DO 230 J=1,14
          DO 240 M=1,14
            SUMCI,J)=SUMCI,J)+RCI,M)*DSSCM,J,K)
240      CONTINUE
            TSSCI,J,K)=ESC(I)*ASCI)*ESC(J)*SUMCI,J)
230      CONTINUE
          DO 250 I=1,14
            DO 260 M=1,14
              SOMACI)=SOMACI)+RCI,M)*DSGCM,K)
260      CONTINUE
              TSGCI,K)=ESC(I)*ASCI)*SOMACI)
250      CONTINUE
205      CONTINUE
      RETURN
      END

C
C      SUBROUTINE GAUSSJ(A,N,NP,B,M,MP)
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      PARAMETER (NMAX=50)
      DIMENSION A(NP,NP),BCNP,MP),IPIVC(NMAX),INDXRC(NMAX),INDXCC(NMAX)
      DO 11 J=1,N
        IPIVCJ)=0
11      CONTINUE
      DO 22 I=1,N
        BIG=0.D00
        DO 13 J=1,N

```



```

      IF (IPIV(K)).NE.1) THEN
        DO 12 K=1,N
          IF (IPIV(K).EQ.0) THEN
            IF (ABS(A(J,K)).GE.BIG) THEN
              BIG=ABS(A(J,K))
              IROW=J
              ICOL=K
            ENDIF
          ELSE IF (IPIV(K).GT.1) THEN
            PAUSE 'Singular matrix'
          ENDIF
12      CONTINUE
        ENDIF
13      CONTINUE
      IPIV(ICOL)=IPIV(ICOL)+1
      IF (IROW.NE.ICOL) THEN
        DO 14 L=1,N
          DUM=A(IROW,L)
          A(IROW,L)=A(ICOL,L)
          A(ICOL,L)=DUM
14      CONTINUE
        DO 15 L=1,M
          DUM=B(IROW,L)
          B(IROW,L)=B(ICOL,L)
          B(ICOL,L)=DUM
15      CONTINUE
        ENDIF
        INDXR(I)=IROW
        INDXC(I)=ICOL
        IF (A(ICOL,ICOL).EQ.0.D00) PAUSE 'Singular matrix.'
        PIVINV=1.D00/A(ICOL,ICOL)
        A(ICOL,ICOL)=1.D00
        DO 16 L=1,N
          A(ICOL,L)=A(ICOL,L)*PIVINV
16      CONTINUE
        DO 17 L=1,M
          B(ICOL,L)=B(ICOL,L)*PIVINV
17      CONTINUE
        DO 21 LL=1,N
          IF (LL.NE.ICOL) THEN
            DUM=A(LL,ICOL)
            A(LL,ICOL)=0.D00
            DO 18 L=1,N
              A(LL,L)=A(LL,L)-A(ICOL,L)*DUM
18      CONTINUE
            DO 19 L=1,M
              B(LL,L)=B(LL,L)-B(ICOL,L)*DUM
19      CONTINUE
          ENDIF
        DO 21 CONTINUE
21      CONTINUE
22      CONTINUE
      DO 24 L=N,1,-1
        IF (INDXR(L).NE.INDXC(L)) THEN

```

```

      DO 23 K=1,N
        DUM=ACK,INDXRCL))
        ACK,INDXRCL))=ACK,INDXCCL))
        ACK,INDXCCL))=DUM
23      CONTINUE
      ENDIF
24      CONTINUE
      RETURN
      END

C
C
C
      SUBROUTINE UNGARMODCK,TMP,T1,QWR,QWC,QW,TSS,TSG,TOLD)
C-----
C      Sub-rotina para calculo da distribuicao de temperaturas
C      da parede de tubo
C-----
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      REAL*8 XNC(7) /0.1309458296D00,0.1218340577D00,0.0981769491D00,
!           0.0722693244D00,0.0589488491D00,0.0559525499D00,
!           0.0592927099D00/
      REAL*8 L,NTT,MG
      CHARACTER CASO(3)*8 / 'MINIMO','NORMAL','MAXIMO' /
      DIMENSION TMP(30),TGC(30),TMG(30),T1(30,15),T2(30,15)
      DIMENSION RE(30),RNU(15),HC(30,15),QRI(30),ESC(15),ASC(15)
      DIMENSION UK(15),FIN(15),TSG(15,5),PR(30),QCI(30)
      DIMENSION TSS(15,15,5),QWC(30),QWC(30),QWR(30)
      DIMENSION CCONV(15),BETAC(15),BETACE(15)
      COMMON /C1/ NT,NEL,NS
      COMMON /C2/ L,DEXT,DI,D,ESP,ET,RKT,CC,NTT
      COMMON /C3/ MGC(3),TGI(3),TGF(3)
      COMMON /TRID1/ AC(15),BC(15),CC(15),GC(15)
C      Propriedades do Gas de Processo
      CPC(Y)= 4.186D+3*(0.44267D00-(2.1386D-04)*Y+(7.86181D-07)*
!           (Y**2.D00)-(4.35017D-10)*(Y**3.D00))
      CPM(Y2,Y1)= 4.186D+3/(Y2-Y1)*(0.44267D00*(Y2-Y1)-
!           1.0693D-04*((Y2**2.D00)-(Y1**2.D00))+
!           2.6206D-07*((Y2**3.D00)-(Y1**3.D00))-
!           1.0875D-10*((Y2**4.D00)-(Y1**4.D00)))
      RK(Y)= 1.16279D00*(4.66346D-03+1.91853D-05*Y+
!           9.19515D-08*(Y**2.D00)-2.82829D-11*(Y**3.D00))
      VISC(Y)= 1.D-03*(-2.5521D-3+4.26598D-05*Y-
!           5.4664D-09*(Y**2.D00))
      OPEN(UNIT=9,FILE='TGPL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
      OPEN(UNIT=10,FILE='QIL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
      OPEN(UNIT=11,FILE='REPRL.SAI',STATUS='UNKNOWN')
      PI=4.D00*DATAN(1.D00)
      DTETA=2.D00*PI/DFLOAT(NT)
      ATI=PI*(DI**2.D00)/4.D00
      ATM=PI*(D**2.D00)/4.D00
      ASI=PI*DI*L
      ASM=PI*D*L
      ASE=PI*DEXT*L

```

```

CT=MGCK)*CPM(TGFK),TGI(K))* (TGFK)-TGI(K))/3600.D00
DO 10 I=1,NT
  ESCI)=ET
  ASCI)=ASI/DFLOAT(NT)
10 CONTINUE
DO 20 I=NT+1,NS
  ESCI)=1.D00
  ASCI)=ATTI
20 CONTINUE
TG(1)=TGI(K)
WRITE(10, '(/,15X,A,A, /)' ) 'CASO ',CASOK)
CAT=0.D00
DO 30 N=1,NEL
  QWRCN)=QWCN)/1.1D00
  QWCCN)=QWCN)-QWRCN)
  DEL=QWCCN)/QWRCN)
  CAT=CAT+QWCN)
  TGA=TGCN)+1.D00
35 DIF=TGA-TGCN)
  IF (DIF.LT.0.D00) THEN
    TG1=TGCN)
    TG2=TGA
  ELSEIF (DIF.EQ.0.D00) THEN
    TG1=TGA+1.D00
    TG2=TGCN)
  ELSE
    TG1=TGA
    TG2=TGCN)
  ENDIF
  TGCN+1)=TGCN)+QWCN)*3600.D00/(MGCK)*CPM(TG1,TG2)
  ERR=DABS(TGCN+1)-TGA)
  IF (ERR.GT.0.1D00) THEN
    TGA=TGCN+1)
    GO TO 35
  ENDIF
  TMGCN)=(TGCN)+TGCN+1))/2.D00
  RECN)=4.D00*MGCK)/(PI*DI*VISC(TMGCN))*3600.D00)
  PRCN)=VISC(TMGCN)*CPC(TMGCN)/RK(TMGCN)
  CALL GARTNER (NT,RECN),PRCN),RNU)
DO 45 I=1,NT
  HCCN,I)=RNU(I)*RK(TMGCN)/DI
  CCONV(I)=HCCN,I)/(RKT*ESP)
  BETACI(I)=CCONV(I)*(PI*D/DFLOAT(NT))*(PI*DI/DFLOAT(NT))
  BETACE(I)=CCONV(I)*(PI*D/DFLOAT(NT))*(PI*DEXT/DFLOAT(NT))
45 CONTINUE
200 CALL ZONASCN,T1,TGCN),TGCN+1),TSS,TSG,ES,AS,QRI,S)
DO 40 I=1,NT
  FINCI)=QRI(I)*ASE/(QWCN)*ASCI)
40 CONTINUE
AC1)=0.D00
CC1)=2.D00
DO 50 I=2,NT/2
  ACI)=1.D00

```

```

      CC(I)=1. D00
50    CONTINUE
      ACNT/2+1)=2. D00
      CCNT/2+1)=0. D00
      DO 60 I=1,NT/2+1
        B(I)=-(2. D00+BETACI(I))
        GC(I)=BETACI(I)*FINC(I)-
          BETACE(I)*(XNC(I)*DFLOATCNT+DEL)/(1. D00+DEL)
60    CONTINUE
      CALL TRIDC(NT/2+1)
      DO 70 I=1,NT/2+1
        UC(I)=GC(I)
70    CONTINUE
      DO 80 I=NT/2+2,NT
        UC(I)=GC(NT-I+2)
80    CONTINUE
      DO 90 I=1,NT
        T2(N,I)=TMGC(N)+(QWC(N)/ASED)*(UC(I)/HCC(N,I))
90    CONTINUE
      ERRO=0. D00
      DO 100 I=1,NT
        ERRO=DMAX1(ERRO,DABSC(T1(N,I)-T2(N,I)))
100   CONTINUE
      IF (ERRO.GT.TOLT) THEN
        DO 110 I=1,NT
          TT=T2(N,I)
          T1(N,I)=TT
110   CONTINUE
          GOTO 200
        ELSE
C      convergiu a temperatura
          WRITE(10, '(5X,A,I4)') 'Elem. longitudinal: ',N
          WRITE(10, '(5X,A)') 'Elem. circunf.      QRI      QCI'
          QRT=0. D00
          QCT=0. D00
          DO 150 I=1,NT
            QCI(I)=HCC(N,I)*ASCI*(T2(N,I)-TMGC(N))
            QRT=QRT+QRI(I)
            QCT=QCT+QCI(I)
            WRITE(10, '(7X,I4,2F15.4)') I,QRI(I),QCI(I)
150   CONTINUE
            QT1=QRT+QCT
            QT2=S+QCT
            WRITE(10, '(2X,3(A,F10.2,4X))')
              'QT1= ',QT1,'QT2= ',QT2,'QW= ',QWC(N)
          ENDIF
          SUM=0. D00
          DO 130 I=1,NT
            SUM=SUM+T2(N,I)
130   CONTINUE
            TMP(N)=SUM/DFLOATCNT
30    CONTINUE
      DESV=DABSC(TGC(NEL+1)-TGF(K))/TGF(K)

```

```

WRITEC9,'(15X,A,A,/)' 'CASO ',CASOK)
WRITEC11,'(/,15X,A,A,/)' 'CASO ',CASOK)
WRITEC9,'(2(4X,A,/))'
! 'El. long.      X      Temp. gas de processo',
! '      K      oC'
X=0. D00
DO 140 N=1,NEL
  X=X+L
  WRITEC11,'(/,4X,A,/)'
! 'El. long.      X      Reynolds      Prandtl'
  WRITEC9,'(5X,I4,F10.2,2F15.4)' N,X,TG(N),TG(N)-273. D00
  WRITEC11,'(5X,I4,F10.2,2F15.4)' N,X,REC(N),PRC(N)
  WRITEC11,'(/,5X,A)' 'Elem. circ.      Hconv'
  DO 160 I=1,NT
    WRITEC11,'(5X,I5,2X,F15.4)' I,HC(N,I)
160  CONTINUE
140  CONTINUE
  WRITEC9,'(5X,A,/,A)' 'Temperatura de saída ',
! '      Necessaria      Obtida      Desvio'
  WRITEC9,'(4X,F10.2,F10.2,F10.4)' TGF(K),TG(NEL+1),DESV
  WRITEC9,'(//,2(5X,A,F15.4,A,/),/)'
! 'Carga Termica : ',CT,' W',
! 'Calor Absorvido: ',CAT,' W'
  RETURN
  END

C
C
C  SUBROUTINE TRID (N)
C-----
C  Subrotina para solucao de sistemas de equacoes tridiagonais,
C  com equacoes escrita da forma:
C   $AC(I)*TC(I-1) + BC(I)*TC(I) + CC(I)*TC(I+1) = DX(I)$ 
C-----
C  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C  DIMENSION P(15),Q(15)
C  COMMON /TRID1/ AC(15), BC(15), CC(15), GC(15)
C  P(1) = -CC(1)/BC(1)
C  Q(1) = GC(1)/BC(1)
C  DO 10 I=2,N
C    AUX = AC(I)*P(I-1) + BC(I)
C    P(I) = -CC(I)/AUX
C    Q(I) = (GC(I) - AC(I)*Q(I-1))/AUX
10  CONTINUE
C  GC(N)=Q(N)
C  DO 20 I=N-1,1,-1
C    GC(I) = P(I)*GC(I+1) + Q(I)
20  CONTINUE
C  RETURN
C  END

C
C
C  SUBROUTINE ZONASC(N,T,TG1,TG2,TSS,TSG,ES,AS,ORI,S)

```

```

C-----
C      Sub-rotina de utilizacao do Metodo das Zonas de Hottel
C-----
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      DIMENSION HC(3)
      DIMENSION TC(30,15),RSG(15),RSS(15,15),RGSC(15)
      DIMENSION TSS(15,15,5),TSG(15,5),TG(5)
      DIMENSION ESC(15),ASC(15),ORI(15),PESC(15)
      DIMENSION SUM1(15)
      COMMON /C1/ NT,NEL,NS
      DATA (HC(I),I=1,3) / 0.D00,38.39304962D00,3.92188710D00/
C      Funcoes A1(T) e A2(T)
      A1(Y) = DEXP(-1.395187D00-(8.3553D-4)*Y)
      A2(Y) = DEXP(-0.5822133D00-(3.8593D-4)*Y)
      SIGMA=5.6697D-8
      TG(1)=TG1
      TG(2)=TG2
      TMG=(TG1+TG2)/2.D00
      PEG=SIGMA*(TMG**4.D00)
      DO 5 I=1,NS
          SUM1(I)=0.D00
5      CONTINUE
      DO 10 I=1,NS
          IF (I.LE.NT) THEN
              A0 = 1.D00-A1(TC(N,I))-A2(TC(N,I))
              PESC(I)=SIGMA*(TC(N,I)**4.D00)
              RGSC(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TC(N,I))*TSG(I,2)+
                  A2(TC(N,I))*TSG(I,3)
              RSG(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TMG)*TSG(I,2)+
                  A2(TMG)*TSG(I,3)
              DO 20 J=1,NS
                  RSS(I,J)=A0*TSS(I,J,1)+A1(TC(N,I))*TSS(I,J,2)+
                      A2(TC(N,I))*TSS(I,J,3)
20          CONTINUE
          ELSE
              A0 = 1.D00-A1(TG(I-NS+2))-A2(TG(I-NS+2))
              PESC(I)=SIGMA*(TG(I-NS+2)**4.D00)
              RGSC(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TG(I-NS+2))*TSG(I,2)+
                  A2(TG(I-NS+2))*TSG(I,3)
              RSG(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TMG)*TSG(I,2)+
                  A2(TMG)*TSG(I,3)
              DO 30 J=1,NS
                  RSS(I,J)=A0*TSS(I,J,1)+A1(TG(I-NS+2))*TSS(I,J,2)+
                      A2(TG(I-NS+2))*TSS(I,J,3)
30          CONTINUE
          ENDIF
10      CONTINUE
C      Calculo do fluxo de calor radiante liquido em cada superficie
C      da cavidade
      SUM2=0.D00
      SUM3=0.D00
      DO 40 I=1,NS
          DO 50 J=1,NS

```

```

      SUM1(I)=SUM1(I)+PESC(J)*RSSC(I,J)
50    CONTINUE
      QRI(I)=ESC(I)*ASC(I)*PESC(I)-SUM1(I)-PEG*RSKC(I)
40    CONTINUE
      DO 60 I=1,NS
        SUM2=SUM2+PESC(I)*RSC(I)
        SUM3=SUM3+PEG*RSKC(I)
60    CONTINUE
      S = SUM2-SUM3
      RETURN
      END

```

C
C

```

SUBROUTINE GARTNER (NT,RE,PR,RNU)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
REAL*8 AI(6) /0.4117649513D00, 0.1237485457D00, -0.0196383278D00,
!          0.0039377864D00, -0.0012914252D00, 0.0017750398D00/
DIMENSION GK(10),RNU(15)
G007(Y)= 108.955189D00*(Y**(-0.796810D00))
G107(Y)= 256.158456D00*(Y**(-0.840298D00))
G207(Y)= 151.160794D00*(Y**(-0.816565D00))
G307(Y)= 119.012783D00*(Y**(-0.806094D00))
G407(Y)= 99.692345D00*(Y**(-0.797292D00))
G507(Y)= 86.506040D00*(Y**(-0.789899D00))
G607(Y)= 76.682838D00*(Y**(-0.783418D00))
G03(Y) = 79.232671D00*(Y**(-0.842166D00))
G13(Y) = 122.421400D00*(Y**(-0.862008D00))
G23(Y) = 94.171194D00*(Y**(-0.852523D00))
G33(Y) = 84.197488D00*(Y**(-0.848294D00))
G43(Y) = 76.918046D00*(Y**(-0.844089D00))
G53(Y) = 72.048380D00*(Y**(-0.840981D00))
G63(Y) = 68.054336D00*(Y**(-0.838120D00))
PI=4.D00*DATAN(1.D00)
DTETA=2.D00*PI/DFLOAT(NT)
G0 = G007(RE)+(PR-0.7D00)*(G03(RE)-G007(RE))/(3.D00-0.7D00)
GK(1)= G107(RE)+(PR-0.7D00)*(G13(RE)-G107(RE))/(3.D00-0.7D00)
GK(2)= G207(RE)+(PR-0.7D00)*(G23(RE)-G207(RE))/(3.D00-0.7D00)
GK(3)= G307(RE)+(PR-0.7D00)*(G33(RE)-G307(RE))/(3.D00-0.7D00)
GK(4)= G407(RE)+(PR-0.7D00)*(G43(RE)-G407(RE))/(3.D00-0.7D00)
GK(5)= G507(RE)+(PR-0.7D00)*(G53(RE)-G507(RE))/(3.D00-0.7D00)
GK(6)= G607(RE)+(PR-0.7D00)*(G63(RE)-G607(RE))/(3.D00-0.7D00)
DO 10 I=1,NT
  TETA=DFLOAT(I-1)*DTETA
  SOMA1=0.D00
  SOMA2=0.D00
  DO 20 J=1,6
    SOMA1=SOMA1+AI(J)*DCOS(DFLOAT(J)*TETA)
    SOMA2=SOMA2+GK(J)*AI(J)*DCOS(DFLOAT(J)*TETA)
20  CONTINUE
  RNU(I)=2.D00*(1.D00+SOMA1)/(G0+SOMA2)
10  CONTINUE
  RETURN
  END

```

PROGRAM PDIST1

```

C*****
C  Programa para Verificacao Termica de Aquecedores Cilindricos
C  Verticais de Gases de Processo
C
C  - Perfil de Liberacao de Energia constante na camara de
C    de combustao.
C
C-----
C  DADOS DE ENTRADA
C
C
C  A0, A1(Y) e A2(Y) funcoes peso da serie que descreve o gas
C    de processo
C  AEE(K) : areas de troca direta endwall-endwall (m2)
C  AEG(K) : areas de troca direta endwall-gas (m2)
C  ASS(K,J): areas de troca direta superficie-superficie (m2)
C  BCI,J) : coeficientes polinomiais para calculo da emitancia
C    do gas de combustao
C  CCI,J,K): coeficientes polinomiais para calculo da absortancia*
C    do gas de combustao
C  CC      : espacamento entre centro de tubos
C  CPC(Y)  : funcao calor especifico do gas de processo (J/kg K)
C  CPM(Y2,Y1) : funcao calor especifico medio do gas de
C    processo (J/kg K)
C  CPG(Y)   : funcao calor especifico do gas de combustao (J/kg K)
C  CPGM(Y2,Y1): funcao calor especifico medio do gas de
C    combustao (J/kg K)
C  DEXT     : diametro externo do tubo (m)
C  DAC      : diametro da abertura da chamine (m)
C  DAQ      : diametro da abertura do queimador (m)
C  DI       : diametro interno do tubo (m)
C  DF       : diametro interno do aquecedor (m)
C  DLC      : diametro da linha de centro dos tubos (m)
C  EF1      : estimativa inicial da eficiencia do aquecedor
C  ESP      : espessura da parede do tubo (m)
C  ET       : emitancia da parede do tubo
C  GC       : razao gas de combustao/combustivel (kg/kg)
C  HCI)     : opacidade dos gases cinzas componentes do gas de
C    combustao
C  HZ(I)    : coefiente de absorcao dos gases cinzas
C    componentes do gas de processo
C  KG(Y)    : funcao condutividade termica do gas de combustao
C    (W/m K)
C  L        : comprimento do elemento longitudinal de tubo (m)
C  LC       : comprimento da chama (m)
C  MG       : descarga do gas de processo em um tubo (kg/h)
C  NEL      : numero de elementos longitudinais de tubo
C  NT       : numero de elementos circunferenciais de tubo
C  NTT      : numero total de tubos
C  NS       : numero de zonas de superficie
C  PCI      : poder calorifico inferior do combustivel (Kcal/kg)
C  PS       : produto pressao x dimensao caracteristica da

```



```

C   CTR      : carga termica do processo em um tubo (W)-obtida      *
C   D        : diametro medio do tubo (m)                          *
C   DEL      : razao entre a taxa convectiva e a taxa radiante de  *
C              calor absorvido                                     *
C   DSG(I,K) : matriz das areas de troca direta superficie-gas     *
C   DSS(I,J,K): matriz das areas de troca direta superficie-      *
C              superficie                                          *
C   DTETA    : coordenada angular                                   *
C   EF2      : eficiencia da combustao - calculada                 *
C   EFR      : eficiencia do processo - calculada                  *
C   EG       : emitancia do gas de combustao                       *
C   ESC(I)   : emitancia da zona de superficie                     *
C   F        : fracao da radiacao direta absorvida pelo tubo      *
C   FIN(I)   : fluxo de calor radiante na zona de superficie /    *
C              fluxo de calor radiante total no elemento         *
C              longitudinal                                         *
C   HCC(N)   : distribuicao longitudinal do coeficiente de pelicula*
C              interno ao tubo (W/m2 K)                            *
C   HCE(N)   : distribuicao longitudinal do coeficiente de pelicula*
C              externo ao tubo (W/m2 K)                            *
C   ITEF     : contador de iteracoes para convergencia da        *
C              eficiencia                                           *
C   ITET     : contador de iteracoes para convergencia da        *
C              distribuicao da temperatura media do tubo           *
C   NCC      : numero de elementos longitudinais de tubo na       *
C              camara de combustao                                  *
C   MC       : consumo de combustivel (kg/h)                       *
C   MGC      : descarga dos gases de combustao (kg/s)             *
C   PEG      : poder emissivo de corpo negro do gas de processo (W)*
C   PES(I)   : poder emissivo de corpo negro da zona              *
C              de superficie (W)                                    *
C   PR(N)    : distribuicao longitudinal do numero de Prandtl      *
C   QC(I)    : calor convectivo trocado no elemento circunferencial*
C              de tubo (W)                                          *
C   QCT(N)   : calor convectivo interno liquido no elemento      *
C              longitudinal (W)                                     *
C   QF       : calor liberado pelo combustivel (W)                 *
C   QP       : perda de calor sensivel pelos gases de combustao na*
C              saida de secao radiante (W)                         *
C   QRI(I)   : taxa liquida de energia radiante na zona de        *
C              superficie (W)                                       *
C   QRTC(N)  : energia radiante interna liquida no elemento      *
C              longitudinal (W)                                     *
C   QT1(N)   : taxa de calor total (radiante+convectivo) interno  *
C              liquido no elemento longitudinal (W)               *
C   QT2(N)   : taxa de calor total (radiante+convectivo) absorvida*
C              pelo gas no elemento longitudinal (W)               *
C   QWC(N)   : distribuicao longitudinal da taxa de calor total    *
C              absorvida por um tubo (W)                           *
C   QWCC(N)  : distribuicao longitudinal da taxa de calor         *
C              convectivo absorvida por um tubo (W)               *
C   QWRC(N)  : distribuicao longitudinal da taxa de calor         *
C              radiante absorvida por um tubo (W)                 *

```

```

C      RECND      : distribuicao longitudinal do numero de Reynolds      *
C      REE        : numero de Reynolds do escoamento do gas de combustao*
C      RGS(I)     : vetor area de fluxo direto gas-superficie          *
C      RNUCND     : distribuicao longitudinal do numero de Nusselt        *
C      ROC(I)     : refletancia da zona de superficie                   *
C      RSG(I)     : vetor area de fluxo direto superficie-gas           *
C      RSS(I,J)   : matriz area de fluxo direto superficie-superficie  *
C      TC(N,I)    : Matriz de distribuicao de temperaturas da parede do *
C                  tubo (K)                                             *
C      TETA       : incremento circunferencial                          *
C      TGCND      : distribuicao longitudinal da temperatura do gas      *
C                  de processo (K)                                     *
C      TMGND      : temperatura media do gas de processo no elemento    *
C                  longitudinal de tubo (K)                             *
C      TMP(N)     : distribuicao longitudinal da temperatura media       *
C                  do tubo (K)                                          *
C      TMP2(N)    : distribuicao longitudinal da temperatura media       *
C                  da parede do tubo (K) - calculada                  *
C      TSG(I,K)   : matriz das areas de troca total superficie-gas     *
C      TSS(I,J,K) : matriz das areas de troca total superficie-        *
C                  superficie                                           *
C      U1 e U2(I) : variavel adimensional de temperatura               *
C      X          : coordenada na direcao longitudinal do tubo          *
C
C *****
C      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C      REAL*8 MG,L,LC,MC,NTT,MGC
C      REAL*8 TMP1(30),TMP2(30),TC(30,15),TFG(30)
C      REAL*8 QWC(30),QWRC(30),QWC(30),TG(30)
C      REAL*8 TSS(15,15,5),TSG(15,5)
C      DIMENSION ITET(30)
C      CHARACTER CASO*6
C      COMMON /C1/ NT,NEL,NS
C      COMMON /C2/ L,LC,ET
C      COMMON /C3/ DEXT,DI,D,ESP,NTT
C      COMMON /C4/ CC,MC,PCI,GC,DF,DLC,DAQ,DAC
C      COMMON /C5/ RKT,MG,TGI,TGF,CT,R,CAT
C      COMMON /C6/ PS,WC
C      COMMON /C7/ CASO
C      COMMON /C8/ PR(30),REC(30),RNUC(30),HC(30)
C      Calor especifico medio do gas de processo
C      CPM(Y2,Y1)= 4.186D+3/(Y2-Y1)*(0.44267D00*(Y2-Y1)-
C      !           1.0693D-04*((Y2**2.D00)-(Y1**2.D00))+
C      !           2.6206D-07*((Y2**3.D00)-(Y1**3.D00))-
C      !           1.0875D-10*((Y2**4.D00)-(Y1**4.D00)))
C      Calor especifico medio do gas de combustao
C      CPGM(Y)= 4.186D+3/(Y-298.D00)*(0.2356288D00*(Y-298.D00)+
C      !           4.552741D-5*((Y*Y)-(298.D00*298.D00))-
C      !           8.289843D-9*((Y**3.D00)-(298.D00**3.D00))+
C      !           7.240660D-13*((Y**4.D00)-(298.D00*4.D00)))
C      Abertura dos arquivos
C      OPEN(UNIT=2,FILE='PENT.ENT',STATUS='OLD')
C      OPEN(UNIT=3,FILE='TEMP.ENT',STATUS='OLD')

```

```

OPEN(UNIT=4,FILE='TFG1.ENT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=5,FILE='PDI ST1.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=6,FILE='PTFG1.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=7,FILE='PQW1.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=8,FILE='PTEMP1.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=9,FILE='PTGP1.SAI',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=10,FILE='PPEI1.SAI',STATUS='UNKNOWN')
C  Leitura dos dados de entrada
  READ(2,*) (A) CASO
  READ(2,*) DEXT,DI,ESP,L,ET
  READ(2,*) RKT,MG,TGI,TGF
  READ(2,*) NT,NEL,NS,CC,NTT
  READ(2,*) EF1,PCI,GC,DF,DLC,LC
  READ(2,*) PS,WC,DAQ,DAC,R
  READ(2,*) TOLTG,TOLT,TOLTMP,TOLTGP
C  Carga termica do processo
  CTI=MG*CPM(TGF,TGI)*(TGF-TGI)/3600.D00
C  Definicao de parametros auxiliares
  PI=4.D00*DATAN(1.D00)
  D=DI+ESP
  TETA=2.D00*PI/DFLOAT(CNT)
  ITEF=1
C
C  Inicializa constantes de matrizes
C
  CALL INIT
C
C  Calculo das areas de troca
  CALL ATTCL,DI,ET,TSS,TSG)
C
C  Leitura da estimativa inicial da Temperatura Media
C  da Parede do Tubo
200 READ(3,*) (TMP1(N),N=1,NEL)
C  Leitura da estimativa inicial da Temperatura do
C  Gas de Combustao
  READ(4,*) (TFG(N),N=1,NEL)
  REWIND(UNIT=3)
  REWIND(UNIT=4)
C  Determinacao da estimativa inicial do Fluxo de Calor
C  Absorvido pelo tubo e da distribuicao circunferencial
C  de temperaturas.
  DO 2 N=1,NEL
    QWC(N)=CTI/DFLOAT(NEL)
    QWRC(N)=0.9D00*QWC(N)
    QWCC(N)=0.1D00*QWC(N)
2  CONTINUE
    DO 5 N=1,NEL
      TC(N,1)=1.5194D00*TMP1(N)
      TC(N,2)=1.4167D00*TMP1(N)
      TC(N,3)=1.1619D00*TMP1(N)
      TC(N,4)=0.8793D00*TMP1(N)
      TC(N,5)=0.7122D00*TMP1(N)
      TC(N,6)=0.7013D00*TMP1(N)

```

```

      TCN,7) =0.7377D00*TMP1(N)
      TCN,8) =0.7013D00*TMP1(N)
      TCN,9) = 0.7122D00*TMP1(N)
      TCN,10) =0.6793D00*TMP1(N)
      TCN,11) =1.1619D00*TMP1(N)
      TCN,12) =1.4167D00*TMP1(N)
5      CONTINUE
C      Calculo do fluxo de calor e da distribuicao de
C      temperatura na parede
      ICTRL=0
      ITET(ITEF)=1
      MC=CTI*NTT/(EF1*PCI*1.16279D00)
100     IF (ICTRL.EQ.0) THEN
          CALL UNGARMOD(ICTRL,TMP2,T,QWR,QWC,QW,TSS,TSG,TOLT,TG)
          ERR1=0.D00
          DO 10 N=1,NEL
              DESV1=TMP1(N)-TMP2(N)
              ERR1=DMAX1(ERR1,DABS(DESV1))
10      CONTINUE
          IF (ERR1.GT.TOLTMP) THEN
              ICTRL=0
              ITET(ITEF)=ITET(ITEF)+1
              DO 20 N=1,NEL
                  TMP1(N)=TMP2(N)
20      CONTINUE
              CALL CALOR(TFG,TMP1,TOLTG,QW,QWR,QWC)
              GOTO 100
          ELSE
              ICTRL=1
              GOTO 100
          ENDIF
      ELSE
C      Convergiu
      CTR=MG*CPM(TG(NEL+1),TGI)*(TG(NEL+1)-TGI)/3600.D00
      MGC=MC*GC/3600.D00
      QP= MGC*CPGM(TFG(NEL))*(TFG(NEL)-298.D00)
      QF= MC*PCI*1.16279D00
      EF2= (0.98D00*QF-QP)/QF
      EFR= CTR*NTT/QF
      DESV4=DABS((TG(NEL+1)-TGF)/(TGF-273.D00))
      DESV5=DABS(EFR-EF2)/EFR
      IF (DESV4.GT.TOLTGP) THEN
          EF1=EF2
          ITEF=ITEF+1
          GOTO 200
      ENDIF
      WRITE(5,'(10X,A,/)') CASO
      WRITE(6,'(10X,A,/)') CASO
      WRITE(6,'(2(1X,A,/)')
      ! 'Elem. Long.      X      Temp. gas combustao',
      ! '      K      oC'
      WRITE(7,'(10X,A,/)') CASO
      WRITE(7,'(1X,A)')

```

```

! 'Elem. Long.      X          Qw          Qwr          Qwc
WRITE(8,'(10X,A,/)') CASO
WRITE(8,'(2(1X,A,/)')
! 'El. long.      X          Temp. media      Temp. max. ',
! '                  pared. (oC)      pared. (oC)'
WRITE(9,'(10X,A,/)') CASO
WRITE(9,'(2(1X,A,/)')
! 'Elem. Long.      X          Temp. gas de processo',
! '                  K          oC'
WRITE(10,'(10X,A,/)') CASO
WRITE(10,'(8X,A,/)') 'Propriedades do Escoamento Interno'
WRITE(10,'(2(1X,A,/)')
! 'Elem. Long.      X          Pr          Re          Nu          hc'
X=0.000
DO 50 N=1,NEL
  WRITE (5,'(5X,A,I4,/,A)') 'Elemento Longitudinal: ',N,
  '          Teta          Temperatura (oC)'
  X=X+L
  WRITE(6,'(4X,I4,F10.2,2F15.2)')
  N,X,TFG(N),TFG(N)-273.000
  WRITE(7,'(4X,I4,F10.2,3F15.2)') N,X,QWC(N),QWRC(N),QWCC(N)
  WRITE(8,'(4X,I4,F10.2,2F20.4)')
  N,X,TMP2(N)-273.000,TC(N,1)-273.000
  WRITE(9,'(4X,I4,F10.2,2F15.4)')
  N,X,TGC(N),TGC(N)-273.000
  WRITE(10,'(4X,I4,F10.2,4F15.4)')
  N,X,PRC(N),REC(N),RNUC(N),HCC(N)
  DO 60 I=1,NT
    DTETA=DFLOAT(I-1)*TETA
    WRITE (5,'(5X,F10.4,F15.4)') DTETA,TC(N,I)-273.000
60  CONTINUE
50  CONTINUE
WRITE(9,'(/,5X,A,/,A)') 'Temperatura de saída ',
! '          Necessaria      Obtida      Desvio(%)'
WRITE(9,'(4X,F10.2,F10.2,F10.4)')
TGF-273.000,TGC(NEL+1)-273.000,DESV4*100.000
WRITE(9,'(//,5X,A,F10.2,A)')
! 'Carga Termica      Necessaria : ',CTI, ' W'
WRITE(9,'(5X,A,F10.2,A)')
! 'Carga Termica Obtida      : ',CTR, ' W'
WRITE(9,'(5X,A,F10.2,A)')
! 'Calor Absorvido      : ',CAT, ' W'
WRITE(9,'(5X,A,F10.2,A)')
! 'Eficiencia do Processo      : ',EF2*100.000, ' %'
WRITE(9,'(5X,A,F10.2,A)')
! 'Eficiencia da Combustao      : ',EFR*100.000, ' %'
WRITE(9,'(5X,A,F10.2,A)')
! 'Desvio Percentual      : ',DESV5*100.000, ' %'
WRITE(9,'(5X,A,F10.2,A)')
! 'Consumo de Combustivel      : ',MC, ' Kg/h'
WRITE(9,'(5X,A)') 'Numero de iteracoes '
WRITE(9,'(5X,A,I4)') 'Calculo da eficiencia      : ',ITEF
WRITE(9,'(5X,A)') 'Calculo da temperatura média: '

```

```

      DO 70 IT=1,ITEF
        WRITE(9,'(2(5X,A,14))') 'ITEF= ',IT,'ITET= ',ITETC(1)
70      CONTINUE
      ENDIF
      STOP
      END

C
C
C
      SUBROUTINE ATTCL,DI,ET,TSS,TSG)
C-----
C      Sub-routine para Calculo das Areas de Troca Totais
C      Superficie-Superficie e Superficie-Gas.
C-----
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      REAL*8 L
      REAL*8 ASS(5,10),AEE(5),AEG(5),ASE(5),ASG(5)
      REAL*8 DSG(15,5),DSS(15,15,5),RC(15,15),YC(15,15)
      REAL*8 ASC(15),RO(15),ESC(15),SUM(15,15),SSS(15,5)
      REAL*8 TSS(15,15,5),TSG(15,5),SOMA(15),CH(15)

C      Abertura dos arquivos
      OPEN(UNIT=1,FILE='AREAS.ENT',STATUS='OLD')
C      Constantes auxiliares
      PI=DATAN(1.D00)*4.D00
      NP=15
C      Leitura dos dados de entrada
      READ(1,*)
      READ(1,*)
      READ(1,*)
      DO 10 K=1,3
        READ(1,*) X,AEE(K),AEG(K)
10      CONTINUE
      READ(1,*)
      READ(1,*)
      DO 15 K=1,3
        DO 15 J=1,7
          READ(1,*) XX,ASS(K,J)
15      CONTINUE
      ATI=PI*(DI**2.D00)/4.D00
      ASI=PI*DI*L
      DO 20 K=1,3
        IF (K.EQ.1) THEN
          ASG(K)=0.D00
          ASE(K)=(ATI-AEE(K)-AEG(K))/12.D00
        ELSE
          ASE(K)=(ATI-AEE(K)-AEG(K))/12.D00
          ASG(K)=(ASI/12.D00)-2.D00*ASS(K,2)-2.D00*ASS(K,3)-
            2.D00*ASS(K,4)-2.D00*ASS(K,5)-2.D00*ASS(K,6)-
            ASS(K,7)-2.D00*ASE(K)
          !
          !
        ENDIF
20      CONTINUE
C      Calculo da matriz de area de troca direta sup-sup DSS(I,J,K)

```

```

DO 30 K=1,3
  DO 40 I=1,12
    DSSC(I,I,K)=ASSC(K,1)
40  CONTINUE
    DO 50 I=1,11
      DSSC(I,I+1,K)=ASSC(K,2)
50  CONTINUE
      DO 60 I=1,10
        DSSC(I,I+2,K)=ASSC(K,3)
60  CONTINUE
        DO 70 I=1,9
          DSSC(I,I+3,K)=ASSC(K,4)
70  CONTINUE
          DO 80 I=1,8
            DSSC(I,I+4,K)=ASSC(K,5)
80  CONTINUE
            DO 90 I=1,7
              DSSC(I,I+5,K)=ASSC(K,6)
90  CONTINUE
              DO 100 I=1,6
                DSSC(I,I+6,K)=ASSC(K,7)
100 CONTINUE
                DO 110 I=1,5
                  DSSC(I,I+7,K)=ASSC(K,6)
110 CONTINUE
                  DO 120 I=1,4
                    DSSC(I,I+8,K)=ASSC(K,5)
120 CONTINUE
                    DO 130 I=1,3
                      DSSC(I,I+9,K)=ASSC(K,4)
130 CONTINUE
                      DO 140 I=1,2
                        DSSC(I,I+10,K)=ASSC(K,3)
140 CONTINUE
                        DSSC(1,12,K)=ASSC(K,2)
                        DO 150 I=1,12
                          DSSC(I,13,K)=ASEC(K)
                          DSSC(I,14,K)=ASEC(K)
150 CONTINUE
                          DO 155 I=13,14
                            DSSC(I,I,K)=0.D00
155 CONTINUE
                            DSSC(13,14,K)=AEEC(K)
                            DSSC(14,13,K)=AEEC(K)
30  CONTINUE
    DO 160 K=1,3
      DO 160 J=1,14
        DO 160 I=1,J
          DSSC(J,I,K)=DSSC(I,J,K)
160 CONTINUE
C  Calculo da matriz de area de troca direta sup-gas DSGC(I,K)
DO 170 K=1,3
  DO 180 I=1,12

```



```

      DSG(I,K)=ASG(K)
180    CONTINUE
      DO 190 I=13,14
        DSG(I,K)=AEG(K)
190    CONTINUE
170    CONTINUE
      DO 200 I=1,12
        ASC(I)=ASI/12.D00
        ROC(I)=1-ET
        ESC(I)=ET
200    CONTINUE
      ASC(13)=ATI
      ASC(14)=ATI
      ROC(13)=0.D00
      ROC(14)=0.D00
      ESC(13)=1.D00
      ESC(14)=1.D00
      DO 205 K=1,3
        DO 206 I=1,14
          DO 206 J=1,14
            SUM(I,J)=0.D00
            SOMAC(I)=0.D00
206    CONTINUE
          DO 210 I=1,14
            DO 220 J=1,14
              IF(I.EQ.J) THEN
                Y(I,J)=ASC(I)-ROC(I)*DSS(I,J,K)
                R(I,J)=1.D00
              ELSE
                Y(I,J)=-ROC(J)*DSS(I,J,K)
                R(I,J)=0.D00
              ENDIF
220    CONTINUE
210    CONTINUE
C      Obtencao da matriz R por inversao da matriz Y
      CALL GAUSSJ(Y,14,NP,R,14,NP)
      DO 230 I=1,14
        DO 230 J=1,14
          DO 240 M=1,14
            SUM(I,J)=SUM(I,J)+R(I,M)*DSS(M,J,K)
240    CONTINUE
            TSS(I,J,K)=ESC(I)*ASC(I)*ESC(J)*SUM(I,J)
230    CONTINUE
          DO 250 I=1,14
            DO 260 M=1,14
              SOMAC(I)=SOMAC(I)+R(I,M)*DSG(M,K)
260    CONTINUE
              TSG(I,K)=ESC(I)*ASC(I)*SOMAC(I)
250    CONTINUE
205    CONTINUE
      SOM=0.D00
      DO 270 K=1,3
        DO 270 I=1,14

```

```

      DO 280 J=1,14
        SOM=SOM+TSSCI,J,K)
280    CONTINUE
        SSSCI,K)=SOM+TSGCI,K)
        SOM=0. DOO
        CH(I)=ASCI)*ESCI)
270    CONTINUE
        RETURN
        END

C
C
SUBROUTINE GAUSSJ(A,N,NP,B,M,MP)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
PARAMETER (NMAX=50)
REAL*8 ACNP,NP),BCNP,MP),IPIV(NMAX),INDXR(NMAX),INDXC(NMAX)
DO 11 J=1,N
  IPIV(J)=0
11  CONTINUE
  DO 22 I=1,N
    BIG=0. DOO
    DO 13 J=1,N
      IF(IPIV(J).NE.1) THEN
        DO 12 K=1,N
          IF (IPIV(K).EQ.0) THEN
            IF (ABSCAC(J,K)).GE. BIG) THEN
              BIG=ABSCAC(J,K)
              IROW=J
              ICOL=K
            ENDIF
          ELSE IF (IPIV(K).GT.1) THEN
            PAUSE 'Matriz Singular'
          ENDIF
        CONTINUE
12      ENDIF
13    CONTINUE
    IPIV(ICOL)=IPIV(ICOL)+1
    IF (IROW.NE.ICOL) THEN
      DO 14 L=1,N
        DUM=ACIROW,L)
        ACIROW,L)=ACICOL,L)
        ACICOL,L)=DUM
14    CONTINUE
      DO 15 L=1,M
        DUM=BCIROW,L)
        BCIROW,L)=BCICOL,L)
        BCICOL,L)=DUM
15    CONTINUE
    ENDIF
    INDXRCI)=IROW
    INDXCCI)=ICOL
    IF (ACICOL,ICOL).EQ.0. DOO) PAUSE 'Matriz Singular.'
    PIVINV=1. DOO/ACICOL,ICOL)
    ACICOL,ICOL)=1. DOO

```

```

DO 16 L=1,N
  ACICOL,L)=ACICOL,L)*PIVINV
16 CONTINUE
DO 17 L=1,M
  BCICOL,L)=BCICOL,L)*PIVINV
17 CONTINUE
DO 21 LL=1,N
  IF(LL.NE.ICOL) THEN
    DUM=AC(LL,ICOL)
    AC(LL,ICOL)=0.D00
    DO 18 L=1,N
      AC(LL,L)=AC(LL,L)-AC(ICOL,L)*DUM
18 CONTINUE
      DO 19 L=1,M
        BC(LL,L)=BC(LL,L)-BC(ICOL,L)*DUM
19 CONTINUE
    ENDIF
21 CONTINUE
22 CONTINUE
DO 24 L=N,1,-1
  IF(INDXR(L).NE.INDXC(L)) THEN
    DO 23 K=1,N
      DUM=ACK(INDXR(L))
      ACK(INDXR(L))=ACK(INDXC(L))
      ACK(INDXC(L))=DUM
23 CONTINUE
    ENDIF
24 CONTINUE
RETURN
END

```

C
C
C

SUBROUTINE CALORCTFG,TMP,TOLTG,QW,QWR,QWC

C
C
C
C
C

Sub-rotina de determinacao da distribuicao longitudinal
do fluxo de calor radiante e convectivo absorvido pelos tubos

C

Ultima atualizacao: 18/03/91
 IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
 REAL*8 MC,MGC,L,LC,KG,NTT
 EXTERNAL FX,DFX,FUNCD
 PARAMETER(NI=100,NBMAX=20)
 REAL*8 TMP(30),TFG(30)
 REAL*8 QW(30),QWR(30),QWC(30)
 REAL*8 HCE(30),XB1(NBMAX),XB2(NBMAX)
 COMMON /C1/ NT,NEL,NS
 COMMON /C2/ L,LC,ET
 COMMON /C3/ DEXT,DI,D,ESP,NTT
 COMMON /C4/ CC,MC,PCI,GC,DF,DLC,DAQ,DAC
 C Propriedades do Gas de Combustao
 KG(Y) = 1.16279*(3.608733D-4+7.122916D-5*Y-

```

!      1. 342616D-8*(Y**2. D00)-8. 760489D-13*(Y**3. D00))
CPG(Y) = 4. 186D+3*(0. 2356288D00+9. 105482D-05*Y-
!      2. 486953D-08*(Y**2. D00)+2. 895264D-12*(Y**3. D00))
VIG(Y) = 1. D-3*(2. 225211D-3+4. 897908D-5*Y-
!      9. 775102D-9*(Y**2. D00))
CPGM(Y) = 4. 186D+3/(Y-298. D00)*(0. 2356288D00*(Y-298. D00)+
!      4. 552741D-5*((Y*Y)-(298. D00*298. D00))-
!      8. 289843D-9*((Y**3. D00)-(298. D00**3. D00))+
!      7. 240660D-13*((Y**4. D00)-(298. D00*4. D00)))
PI=4. D00*DATAN(1. D00)
SIGMA=5. 6697D-8
NCC=IFIX(LC/L)
MGC=MC*GC/3600. D00
TREF=298. D00
ERRO=0. D00
AX1=2. D00*DACOS(DEXT/CC)
AX2=1. D00-DSQRT(1. D00-((DEXT/CC)**2. D00))
F=(DEXT/(2. D00*CC))*((2. D00*CC/DEXT)*AX2+AX1)
ALFA=F*(2. D00-F)
ACP=PI*DLC*L
ATT=PI*DEXT*L*NTT
QF=MC*PCI*1. 16279D00
DO 30 N=1, NEL
100  IF (N. EQ. 1.) THEN
      AT=PI*DF*L+(PI/4. D00)*(DF*DF - DAQ*DAQ)
    ELSEIF (N. EQ. NEL) THEN
      AT=PI*DF*L+(PI/4. D00)*(DF*DF - DAC*DAC)
    ELSE
      AT=PI*DF*L
    ENDIF
    AR=AT-ALFA*ACP
    CS=AR/(ALFA*ACP)
    CALL EMI SABS(TMPC(N), TFG(N), EG, AG)
    AUXEG=EG/((1. D00-EG)*F)
    AUXAG=AG/((1. D00-AG)*F)
    EGC=EG*(1. D00+CS*(1. D00/(1. D00+AUXEG)))
    AGC=AG*(1. D00+CS*(1. D00/(1. D00+AUXAG)))
    REG=SIGMA*ALFA*ACP/((1. D00/ETD)-1. D00+(1. D00/EGC))
    RAG=SIGMA*ALFA*ACP/((1. D00/ETD)-1. D00+(1. D00/AGC))
    REE=4. D00*MGC/(PI*DF*VIG(TFG(N)))
    PR=VIG(TFG(N))*CPG(TFG(N))/KG(TFG(N))
    CALL HCONV(DF, PR, KG(TFG(N)), REE, HCEC(N), RNUD)
    RCONV=ATT*HCEC(N)
    IF (N. EQ. 1) THEN
      A=REG
      B=RCONV+MGC*CPGM(TFG(N))
      C=0. 98D00*QF/DFLOAT(NCC)+RAG*(TMPC(N)**4. D00)
      +RCONV*TMPC(N)+MGC*CPGM(TFG(N))*TREF
!
    ELSEIF (N. NE. 1 .AND. N. LE. NCC) THEN
      A=REG
      B=RCONV+MGC*CPGM(TFG(N))
      C=0. 98D00*QF/DFLOAT(NCC)+RAG*(TMPC(N)**4. D00)
      +RCONV*TMPC(N)+MGC*CPGM(TFG(N))*TREF
!

```

```

!      +MGC*CPGM(TFG(N-1))* (TFG(N-1)-TREF)
ELSE
  A=REG
  B=RCONV+MGC*CPGM(TFG(N))
  C=MGC*CPGM(TFG(N-1))* (TFG(N-1)-TREF) +RAG*(TMP(N)**4. D00)
!      +RCONV*TMP(N) +MGC*CPGM(TFG(N))*TREF
ENDIF
C      Resolucao do sistema nao linear
      IF (N.EQ.1) THEN
        X1=TREF
      ELSE
        X1=TFG(N-1)
      ENDIF
      X2=TFG(N)
200     NB=NBMAX
      CALL ZBRAK(A,B,C,FX,X1,X2,NI,XB1,XB2,NB)
      IF (NB.EQ.1) THEN
        XACC=(1.D-8)*(XB1(1)+XB2(1))/2. D00
        TFGC=RTSAFE(A,B,C,FUNC,XB1(1),XB2(1),XACC)
      ELSEIF (NB.EQ.0) THEN
        IF (X1.GT.X2) THEN
          X1=X1+50. D00
          X2=X2-50. D00
        ELSE
          X1=X1-50. D00
          X2=X2+50. D00
        ENDIF
        GOTO 200
      ELSE
        STOP
      ENDIF
      ERRO=DABS(XTFGC)-TFGC)
      IF (ERRO.GT.TOLTG) THEN
        TFGC=TFGC
        GOTO 100
      ELSE
C      Convergiu a temperatura do gas de combustao
C      Fluxo de calor na parede de cada elemento longitudinal por t
        QWRCN=(REG*(TFGC)**4. D00)-RAG*(TMP(N)**4. D00)/NTT
        QWCCN=(RCONV*(TFGC-TMP(N)))/NTT
        QWCN=QWRCN+QWCCN
      ENDIF
30     CONTINUE
      RETURN
      END

C      SUBROUTINE EMISABSC(TS,TG,EG,AG)
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
-----
C      Subrotina para avaliacao da emitancia e absortancia
C      de um gas a Tg envolvido por uma cavidade a Ts.
C      Este gas e' uma mistura de vapor d'agua e dióxido de
C      carbono cuja relacao entre suas pressoes parciais

```

C Pw/Pc esta compreendida entre 1 e 2.
 C $PS = (Pw + Pc) * S$ onde S e' o mean beam lenght da cavidade.
 C
 C Fonte: Smith, T. F., Shen, Z. F. & Friedman, J. N.,
 C 'EVALUATION OF COEFFICIENTES FOR THE WEIGHTED
 C SUM OF GRAY GASES MODEL'
 C

C REAL*8 AEC(5), AAC(5), DC(5,5)
 COMMON /CB/ PS, WC
 COMMON /EMIS / H(6), B(6,4), C(6,4,4)
 C
 IFLAG= 0. D00
 100 SUM= 0. D00
 SOM= 0. D00
 SOMA=0. D00
 DO 10 I=1,3
 AEC(I)= 0. D00
 AAC(I)= 0. D00
 DO 15 J=1,4
 DC(I,J)=0. D00
 15 CONTINUE
 10 CONTINUE
 IF (IFLAG.EQ.0) THEN
 II=0
 ELSE
 II=3
 ENDIF
 DO 20 I=1,3
 DO 20 J=1,4
 AEC(I)=AEC(I)+B(I+II,J)*(TG**(J-1))
 20 CONTINUE
 DO 30 I=1,3
 SUM=SUM+AEC(I)*(1. D00-DEXP(-H(I+II)*PS))
 30 CONTINUE
 EG=SUM
 DO 40 J=1,4
 DO 40 I=1,3
 DO 50 K=1,4
 SOMA=SOMA+C(I+II,J,K)*(TS**(K-1))
 50 CONTINUE
 DC(I,J)=SOMA
 SOMA=0. D00
 40 CONTINUE
 DO 60 J=1,4
 DO 60 I=1,3
 AAC(I)=AAC(I)+DC(I,J)*(TG**(J-1))
 60 CONTINUE
 DO 70 I=1,3
 SOM=SOM+AAC(I)*(1. D00-DEXP(-H(I+II)*PS))
 70 CONTINUE
 AG=SOM
 IF (IFLAG.EQ.0) THEN

```

      EG1=EG
      AG1=AG
      IFLAG=1
      GOTO 100
    ELSE
      EG2=EG
      AG2=AG
    ENDIF
C   Interpolacao linear
    EG=EG1+(WC-1.000)*(EG2-EG1)
    AG=AG1+(WC-1.000)*(AG2-AG1)
    RETURN
  END

C
  SUBROUTINE ZBRAK(A,B,C,FX,X1,X2,N,XB1,XB2,NB)
    IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
    REAL*8 XB1(1),XB2(1)
    NBB=NB
    NB=0
    X=X1
    DX=(X2-X1)/N
    FP=FX(A,B,C,X)
    DO 11 I=1,N
      X=X+DX
      FC=FX(A,B,C,X)
      IF(FC*FP.LT.0.) THEN
        NB=NB+1
        XB1(NB)=X-DX
        XB2(NB)=X
      ENDIF
      FP=FC
      IF(NBB.EQ.NB) RETURN
11  CONTINUE
    RETURN
  END

C
  FUNCTION RTSAFEC(A,B,C,FUNCD,X1,X2,XACC)
    IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
    PARAMETER (MAXIT=200)
    CALL FUNCD(A,B,C,X1,FL,DF)
    CALL FUNCD(A,B,C,X2,FH,DF)
    IF(FL*FH.GE.0.) PAUSE 'root must be bracketed'
    IF(FL.LT.0.) THEN
      XL=X1
      XH=X2
    ELSE
      XH=X1
      XL=X2
      SWAP=FL
      FL=FH
      FH=SWAP
    ENDIF
    RTSAFE=.5*(X1+X2)

```

```

DXOLD=ABS(X2-X1)
DX=DXOLD
CALL FUNCDA,B,C,RTSAFE,F,DF)
DO 11 J=1,MAXIT
  IF((CRTSAFE-XH)*DF-F)*(CRTSAFE-XL)*DF-F).GE.0.
*   .OR. ABS(2.*F).GT.ABS(DXOLD*DF) ) THEN
    DXOLD=DX
    DX=0.5*(XH-XL)
    RTSAFE=XL+DX
    IF(XL.EQ.RTSAFE)RETURN
  ELSE
    DXOLD=DX
    DX=F/DF
    TEMP=RTSAFE
    RTSAFE=RTSAFE-DX
    IF(TEMP.EQ.RTSAFE)RETURN
  ENDIF
  IF(ABS(DX).LT.XACC) RETURN
  CALL FUNCDA,B,C,RTSAFE,F,DF)
  IF(F.LT.0.) THEN
    XL=RTSAFE
    FL=F
  ELSE
    XH=RTSAFE
    FH=F
  ENDIF
11 CONTINUE
PAUSE 'RTSAFE exceeding maximum iterations'
RETURN
END

C
C
FUNCTION FX(A,B,C,X)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
FX=A*(X**4.000)+B*X-C
RETURN
END

C
C
FUNCTION DFX(A,B,C,X)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DFX=4.000*A*(X**3.000)+B
RETURN
END

C
C
SUBROUTINE FUNCDA,B,C,X,F,DF)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
EXTERNAL FX,DFX
F=FX(A,B,C,X)
DF=DFX(A,B,C,X)
RETURN
END

```


C

SUBROUTINE UNGARMODX(CTRL,TMP,T,QWR,QWC,QW,TSS,TSG,TOLT,TG)

C

Sub-rotina para calculo da distribuicao de temperaturas
da parede de tubo

C

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

REAL*8 MG,L,LC,NTT

REAL*8 TMP(30),TGC(30),TMGC(30),TC(30,15)

REAL*8 QRI(30),ESC(15),ASC(15)

REAL*8 U1(15),U2(15),FIN(15),TSG(15,5),QCI(30)

REAL*8 TSS(15,15,5),QWC(30),QWCC(30),QWRC(30)

CHARACTER CASO*6

COMMON /C1/ NT,NEL,NS

COMMON /C2/ L,LC,ET

COMMON /C3/ DEXT,DI,D,ESP,NTT

COMMON /C5/ RKT,MG,TGI,TGF,CT,R,CAT

COMMON /C7/ CASO

COMMON /C8/ PR(30),RE(30),RNU(30),HC(30)

COMMON /TRIDI/ AC(15),BC(15),CC(15),GC(15)

COMMON / CIR / XN(7)

C

Propriedades do Gas de Processo

CPC(Y)= 4.186D+3*(0.44267D00-(2.1386D-04)*Y+(7.86181D-07)*
! (Y**2.D00)-(4.35017D-10)*(Y**3.D00))CPM(Y2,Y1)= 4.186D+3/(Y2-Y1)*(0.44267D00*(Y2-Y1)-
! 1.0693D-04*(Y2**2.D00)-(Y1**2.D00))+
! 2.6206D-07*(Y2**3.D00)-(Y1**3.D00))-
! 1.0875D-10*(Y2**4.D00)-(Y1**4.D00))RK(Y)= 1.16279D00*(4.68346D-03+1.91853D-05*Y+
! 9.19515D-08*(Y**2.D00)-2.82829D-11*(Y**3.D00))VISC(Y)= 1.D-03*(-2.5521D-3+4.26598D-05*Y-
! 5.4664D-09*(Y**2.D00))

OPEN(UNIT=11,FILE='PQI1.SAI',STATUS='UNKNOWN')

PI=4.D00*DATAN(1.D00)

TETA=2.D00*PI/DFLOAT(NT)

ATI=PI*(DI**2.D00)/4.D00

ATM=PI*(D**2.D00)/4.D00

ASI=PI*DI*L

ASM=PI*D*L

ASE=PI*DEXT*L

DO 10 I=1,NT

ESC(I)=ET

ASC(I)=ASI/DFLOAT(NT)

10

CONTINUE

DO 20 I=NT+1,NS

ESC(I)=1.D00

ASC(I)=ATI

20

CONTINUE

TGC(1)=TGI

CAT=0.D00

X=0.D00

WRITE(11,'(10X,A,/)') CASO

```

DO 30 N=1,NEL
  CAT=CAT+QWCND
  TGA=TGCND+1.D00
35  DIF=TGA-TGCND
  IF (DIF.LT.0.D00) THEN
    TG1=TGCND
    TG2=TGA
  ELSEIF (DIF.EQ.0.D00) THEN
    TG1=TGA+1.D00
    TG2=TGCND
  ELSE
    TG1=TGA
    TG2=TGCND
  ENDIF
  TGCN+1)=TGCND+QWCND)*3600.D00/(MG*CPM(TG1,TG2))
  ERR=DABS(TGCN+1)-TGA)
  IF (ERR.GT.0.1D00) THEN
    TGA=TGCN+1)
    GO TO 35
  ENDIF
  DEL=QWCCND/QWRCND
  TMGCND)=(TGCND+TGCN+1))/2.D00
  RECND)=4.D00*MG/(PI*DI*VISC(TMGCND))*3600.D00
  PRCND)=VISC(TMGCND)*CPC(TMGCND)/RK(TMGCND)
  CALL HCONV (DI,PRCND,RK(TMGCND),RECND,HCCND,RNUCND)
  CCONV=HCCND/(RKT*ESP)
  BETACI=CCONV*(PI*D/DFLOAT(NT))*(PI*DI/DFLOAT(NT))
  BETACE=CCONV*(PI*D/DFLOAT(NT))*(PI*DEXT/DFLOAT(NT))
  DO 45 I=1,NT
    U1(I)=(TCN,I)-TMGCND)*HCCND*ASE/QWCND
45  CONTINUE
200 CALL ZONASCN,T,TGCND,TGCN+1),TSS,TSG,ES,AS,QRI,S)
  DO 40 I=1,NT
    FINCI)=QRI(I)*ASE/(QWCND*ASCI))
40  CONTINUE
    AC1)=0.D00
    CC1)=2.D00*R
    DO 50 I=2,NT/2
      A(I)=R
      C(I)=R
50  CONTINUE
    AC(NT/2+1)=2.D00*R
    CC(NT/2+1)=0.D00
    DO 60 I=1,NT/2+1
      BC(I)=-(R*(2.D00+BETACI)+1.D00)
      GC(I)=-U1(I)+R*BETACI*FINCI
      -R*BETACE*(XNC(I)*DFLOAT(NT)+DEL)/(1.D00+DEL)
60  CONTINUE
    CALL TRID(NT/2+1)
    DO 70 I=1,NT/2+1
      U2(I)=GC(I)
70  CONTINUE
    DO 80 I=NT/2+2,NT

```

```

      U2(I)=G(NT-I+2)
80    CONTINUE
      ERR2=0.D00
      DO 90 I=1,NT
        DESV2= U1(I)-U2(I)
        ERR2=DMAX1(ERR2,DABS(DESV2))
90    CONTINUE
      DO 100 I=1,NT
        TCN,I)=TMG(N)+(QW(N)/ASE)*(U2(I)/HC(N))
100   CONTINUE
      IF (ERR2.GT.TOLT) THEN
        DO 110 I=1,NT
          U1(I)=U2(I)
110   CONTINUE
        GOTO 200
      ELSE
C      convergiu a temperatura
        WRITE(11,'(5X,A,I4)') 'Elem. longitudinal: ',N
        WRITE(11,'(5X,A)') 'Elem. circunf.      QRI          QCI'
        QRT=0.D00
        QCT=0.D00
        DO 120 I=1,NT
          QCI(I)=HC(N)*ASCI)*(TCN,I)-TMG(N))
          QRT=QRT+QRI(I)
          QCT=QCT+QCI(I)
          WRITE(11,'(7X,I4,2F15.4)') I,QRI(I),QCI(I)
120   CONTINUE
          QT1=QRT+QCT
          QT2=S+QCT
          DESV3=(QW(N)-QT1)*100.D00/QW(N)
          WRITE(11,'(2X,4(A,F10.2,4X))')
            ! 'QT1= ',QT1,'QT2= ',QT2,'QW= ',QW(N),'%= ',DESV3
          SUM=0.D00
          DO 130 I=1,NT
            SUM=SUM+(TCN,I)**4.D00)
130   CONTINUE
          TMP(N)=(SUM/DFLOAT(NT))**0.25D00
        ENDIF
30    CONTINUE
      RETURN
      END

C      SUBROUTINE TRID (N)
C-----
C      Subrotina para solucao de sistemas de equacoes tridiagonais,
C      com equacoes escrita da forma:
C       $A(I)*TC(I-1) + B(I)*TC(I) + C(I)*TC(I+1) = D(I)$ 
C-----
C      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      REAL*8 P(15),Q(15)
      COMMON /TRID1/ A(15), B(15), C(15), G(15)
      P(1) = -C(1)/B(1)
      Q(1) = G(1)/B(1)

```

```

DO 10 I=2,N
  AUX = A(I)*P(I-1) + B(I)
  P(I) = -C(I)/AUX
  Q(I) = (G(I) - A(I)*Q(I-1))/AUX
10 CONTINUE
  GCN=QCN
  DO 20 I=N-1,1,-1
    G(I) = P(I)*G(I+1) + Q(I)
20 CONTINUE
  RETURN
END

C
C
SUBROUTINE HCONVCD,PR,RK,RE,HC,RNU
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
AUX1=1.964D00*DLOG(RE)-3.8215D00
F=(1.D00/(1.7372D00*DLOG(RE/AUX1)))**2.D00
AUX2=(F/2.D00)*(RE-1000.D00)*PR
AUX3 = 1.D00 + 12.7D00*DSQRT(F/2.D00)
!      *(PR**((2.D00/3.D00)-1.D00)
RNU=AUX2/AUX3
HC=RK*RNU/D
RETURN
END

C
C
SUBROUTINE ZONASCN,T,TG1,TG2,TSS,TSG,ES,AS,QRI,S)
-----
C Subrotina de utilizacao do Metodo das Zonas de Hottel
C -----
C
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
REAL*8 TC(30,15),RSG(15),RSS(15,15),RGSC(15)
REAL*8 TSSC(15,15,5),TSG(15,5),TG(5)
REAL*8 ESC(15),ASC(15),QRI(15),PESC(15)
REAL*8 SUM1(15)
COMMON /C1/ NT,NEL,NS
COMMON /ZONA / HC(3)
C Funcoes A1(T) e A2(T)
A1(Y) = DEXP(-1.395187D00-(8.3553D-4)*Y)
A2(Y) = DEXP(-0.5822133D00-(3.8593D-4)*Y)
SIGMA=5.6697D-8
TG(1)=TG1
TG(2)=TG2
TMG=(TG1+TG2)/2.D00
PEG=SIGMA*(TMG**4.D00)
DO 5 I=1,NS
  SUM1(I)=0.D00
5 CONTINUE
DO 10 I=1,NS
  IF (I.LE.NT) THEN
    A0 = 1.D00-A1(TC(N,I))-A2(TC(N,I))
    PESC(I)=SIGMA*(TC(N,I)**4.D00)
    RGSC(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TC(N,I))*TSG(I,2)+

```

```

!           A2(T(N,I))*TSG(I,3)
RSG(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TMG)*TSG(I,2)+
!           A2(TMG)*TSG(I,3)
DO 20 J=1,NS
    RSS(I,J)=A0*TSS(I,J,1)+A1(T(N,I))*TSS(I,J,2)+
!           A2(T(N,I))*TSS(I,J,3)
20 CONTINUE
ELSE
    A0 = 1.D00-A1(TG(I-NS+2))-A2(TG(I-NS+2))
    PES(I)=SIGMA*(TG(I-NS+2)**4.D00)
    RGS(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TG(I-NS+2))*TSG(I,2)+
!           A2(TG(I-NS+2))*TSG(I,3)
    RSG(I)=A0*TSG(I,1)+A1(TMG)*TSG(I,2)+
!           A2(TMG)*TSG(I,3)
    DO 30 J=1,NS
        RSS(I,J)=A0*TSS(I,J,1)+A1(TG(I-NS+2))*TSS(I,J,2)+
!           A2(TG(I-NS+2))*TSS(I,J,3)
30 CONTINUE
ENDIF
10 CONTINUE
C      Calculo do fluxo de calor radiante liquido em cada superficie
C      da cavidade
SUM2=0.D00
SUM3=0.D00
DO 40 I=1,NS
    DO 50 J=1,NS
        SUM1(I)=SUM1(I)+PES(J)*RSS(I,J)
50 CONTINUE
    ORI(I)=ESC(I)*ASC(I)*PES(I)-SUM1(I)-PEG*RSG(I)
40 CONTINUE
DO 60 I=1,NT
    SUM2=SUM2+PES(I)*RGS(I)
    SUM3=SUM3+PEG*RSG(I)
60 CONTINUE
S = SUM2-SUM3
RETURN
END

C
C
C
SUBROUTINE INIT
C-----
C      Sub-rotina de inicializacao de matrizes
C-----
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
COMMON / EMIS / HC(6), BC(6,4), CC(6,4,4)
COMMON / CIR / XNC(7)
COMMON / ZONA / HZ(3)
C
HZ (1) = 0.D00
HZ (2) = 38.39304992D00
HZ (3) = 3.92188710D00
C

```

XN (1) = 0.1309458298D00
 XN (2) = 0.1215340577D00
 XN (3) = 0.0981759491D00
 XN (4) = 0.0722693244D00
 XN (5) = 0.0569488491D00
 XN (6) = 0.0559525499D00
 XN (7) = 0.0592927099D00

C

H (1) = 0.4303D00
 H (2) = 7.055D00
 H (3) = 178.1D00
 H (4) = 0.4201D00
 H (5) = 6.516D00
 H (6) = 131.9D00

C

BC(1,1) = +0.51500D+00
 BC(1,2) = -0.23030D-03
 BC(1,3) = +0.97790D-07
 BC(1,4) = -0.14940D-10
 BC(2,1) = +0.77494D-01
 BC(2,2) = +0.33990D-03
 BC(2,3) = -0.22970D-06
 BC(2,4) = +0.37700D-10
 BC(3,1) = +0.19070D+00
 BC(3,2) = -0.18240D-03
 BC(3,3) = +0.56080D-07
 BC(3,4) = -0.51220D-11
 BC(4,1) = +0.65080D+00
 BC(4,2) = -0.55510D-03
 BC(4,3) = +0.30290D-06
 BC(4,4) = -0.53530D-10
 BC(5,1) = -0.25040D-01
 BC(5,2) = +0.61120D-03
 BC(5,3) = -0.38820D-06
 BC(5,4) = +0.65280D-10
 BC(6,1) = +0.27180D+00
 BC(6,2) = -0.31180D-03
 BC(6,3) = +0.12210D-06
 BC(6,4) = -0.16120D-10

C

CC(1,1,1) = +0.55657D+00
 CC(1,1,2) = -0.62824D-03
 CC(1,1,3) = +0.31876D-06
 CC(1,1,4) = -0.52922D-10
 CC(1,2,1) = +0.32964D-03
 CC(1,2,2) = +0.27744D-06
 CC(1,2,3) = -0.26105D-09
 CC(1,2,4) = +0.37807D-13
 CC(1,3,1) = -0.53441D-06
 CC(1,3,2) = +0.33753D-09
 CC(1,3,3) = -0.10348D-12
 CC(1,3,4) = +0.26027D-16
 CC(1,4,1) = +0.12381D-09

CC(1,4,2) = -0.90223D-13
 CC(1,4,3) = +0.38675D-18
 CC(1,4,4) = -0.99306D-20
 CC(2,1,1) = +0.16676D-01
 CC(2,1,2) = +0.15769D-03
 CC(2,1,3) = -0.10937D-06
 CC(2,1,4) = +0.19588D-10
 CC(2,2,1) = +0.50910D-03
 CC(2,2,2) = -0.76773D-06
 CC(2,2,3) = +0.40784D-09
 CC(2,2,4) = -0.69622D-13
 CC(2,3,1) = +0.37620D-07
 CC(2,3,2) = +0.18729D-09
 CC(2,3,3) = -0.15889D-12
 CC(2,3,4) = +0.30781D-16
 CC(2,4,1) = -0.32510D-10
 CC(2,4,2) = -0.26171D-13
 CC(2,4,3) = +0.29948D-16
 CC(2,4,4) = -0.58387D-20
 CC(3,1,1) = +0.28689D-01
 CC(3,1,2) = +0.20697D-03
 CC(3,1,3) = -0.17473D-06
 CC(3,1,4) = +0.37238D-10
 CC(3,2,1) = +0.24221D-03
 CC(3,2,2) = -0.55686D-06
 CC(3,2,3) = +0.34884D-09
 CC(3,2,4) = -0.67887D-13
 CC(3,3,1) = -0.19492D-06
 CC(3,3,2) = +0.36102D-09
 CC(3,3,3) = -0.21480D-12
 CC(3,3,4) = +0.41305D-16
 CC(3,4,1) = +0.41721D-10
 CC(3,4,2) = -0.73000D-13
 CC(3,4,3) = +0.43100D-16
 CC(3,4,4) = -0.83182D-20
 CC(4,1,1) = +0.59324D+00
 CC(4,1,2) = -0.61741D-03
 CC(4,1,3) = +0.29248D-06
 CC(4,1,4) = -0.45823D-10
 CC(4,2,1) = +0.35739D-03
 CC(4,2,2) = +0.22122D-06
 CC(4,2,3) = -0.26380D-09
 CC(4,2,4) = +0.45951D-13
 CC(4,3,1) = -0.71313D-06
 CC(4,3,2) = +0.46181D-09
 CC(4,3,3) = -0.70858D-13
 CC(4,3,4) = +0.38038D-17
 CC(4,4,1) = +0.17806D-09
 CC(4,4,2) = -0.11654D-12
 CC(4,4,3) = +0.19939D-16
 CC(4,4,4) = -0.13486D-20
 CC(5,1,1) = -0.35664D-01
 CC(5,1,2) = +0.21502D-03

CC(5,1,3) = -0.13648D-06
CC(5,1,4) = +0.24284D-10
CC(5,2,1) = +0.51605D-03
CC(5,2,2) = -0.70037D-06
CC(5,2,3) = +0.38680D-09
CC(5,2,4) = -0.70429D-13
CC(5,3,1) = +0.12245D-06
CC(5,3,2) = +0.99434D-10
CC(5,3,3) = -0.15598D-12
CC(5,3,4) = +0.37664D-16
CC(5,4,1) = -0.57563D-10
CC(5,4,2) = -0.10109D-13
CC(5,4,3) = +0.35273D-16
CC(5,4,4) = -0.89872D-20
CC(6,1,1) = +0.12951D+00
CC(6,1,2) = +0.54520D-04
CC(6,1,3) = -0.80049D-07
CC(6,1,4) = +0.17813D-10
CC(6,2,1) = +0.15210D-03
CC(6,2,2) = -0.37750D-06
CC(6,2,3) = +0.21019D-09
CC(6,2,4) = -0.36011D-13
CC(6,3,1) = -0.13165D-06
CC(6,3,2) = +0.20719D-09
CC(6,3,3) = -0.96720D-13
CC(6,3,4) = +0.14807D-16
CC(6,4,1) = +0.26872D-10
CC(6,4,2) = -0.34806D-13
CC(6,4,3) = +0.14336D-16
CC(6,4,4) = -0.19754D-20

C

RETURN
END

REFERÊNCIAS

API Recommended Practice, 530, 1988, "Calculation of Heater-Tube Thickness in Petroleum Refineries", 3ª edição, American Petroleum Institute, Washington, D.C.

Arden, B. W. e Astill, K. N., 1970, *Numerical Algorithms Origins and Applications*, Addison-Wesley, Massachusetts, pp. 188-195

Berman, H. L. , 1978, "Fired Heaters - III How Combustion Conditions Influence Design and Operation", em: *Process Heat Exchange*, Chemical Engineering Magazine, ed., McGraw-Hill, New York, Seção 5, pp. 303-314.

Bhatti, M. S. e Shah, R. K. , 1987, "Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts", em: *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Kakaç, S. , Shah, R. K. e Aung, W. , eds. , Wiley-Interscience, New York, Cap.4.

Black, A. W. e Sparrow, E. M. , 1967, "Experiments on Turbulent Heat Transfer in a Tube with Circumferentially Varying Thermal Boundary Conditions", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.89, pp. 258-268.

Budde, K. , Hebecker, D. e Schmidt, H. , 1978, "Mathematical Description of Heat Transfer Processes in Flowing Suspensions at High Temperatures", *International Chemical Engineering*, Vol.18, pp. 575-581.

Clausen, C. W. e Smith, T. F. , 1979, "Radiative and Convective Transfer for Real Gas Flow through a Tube with Specified Wall Heat Flux", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.101, pp. 376-378.

Doll-Steinberg, A., 1957, "Calculate Heater Tube Temperatures", *Petroleum Refiner*, Vol.36, pp. 165-169.

Gärtner, D., Johannsen, K. e Ramm, H., 1974, "Turbulent Heat Transfer in a Circular Tube with Circumferentially Varying Thermal Boundary Conditions", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.17, pp. 1003-1018.

Gnielinski V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *International Chemical Engineering*, Vol.16, pp. 359-368.

Hausen, H., 1959, "Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener Strömung" (New Equations for Heat Transfer in Free or Forced Flow), *Allg. Wärmetechn.*, Vol.9, pp. 75-79 (citado por Gnielinski, 1976).

Hoogendoorn, C. J., Ballintjin, C. M. e Dorresteyn, W. R., 1970, "Heat-flux Studies in Vertical Tube Furnaces", *Journal of the Institute of Fuel*, Vol.43, pp. 511-516.

Hottel, H. C., 1954, "Radiant Heat Transmission", em: *Heat Transmission*, McAdams, W. H., ed., 3^a ed., McGraw-Hill, New York, Cap.4.

Hottel, H. C. e Cohen, E. S., 1958, "Radiant Heat Exchange in a Gas Filled Enclosure: Allowance for Nonuniformity of Gas Temperature", *AIChE Journal*, Vol.4, pp. 3-14.

Hottel, H. C. e Sarofim, A. F., 1965, "The Effect of Gas Flow Patterns on Radiative Transfer in Cylindrical Furnaces", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.8, pp. 1153-1169.

Hottel, H. C. e Sarofim, A. F., 1967, *Radiative Transfer*, McGraw-Hill, New York.

IMSL Library Reference Manual, 1980, ed.8, Houston, Cap.Z.

Kays, W. M. e Crawford, M. E. , 1980, *Convection Heat and Mass Transfer*, 2^a ed., McGraw-Hill, New York.

Kays, W. M. e Perkins, H. C. , 1985, "Forced Convection, Internal Flow in Ducts", em: *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, Rohsenow, W. M. , Hartnett, J. P. e Ganic, E. N. , eds., 2^a ed., McGraw-Hill, New York, Cap.7.

Lee, R. H. C. and Happel, J. , 1964, "Thermal Radiation of Methane Gas", *I&EC Fundamentals*, Vol.3, pp. 167-176.

Lihou, D. A. , 1977, "Review of Furnace Design Methods", *Transactions of IChemE*, Vol.55, pp. 225-242.

Lobo, W. E. e Evans, J. E. , 1939, "Heat Transfer in the Radiant Section of Petroleum Heaters", *Transactions of AIChE*, Vol.35, pp.743-779.

Lobo, W. E. , 1974, "Design of Furnaces with Flue Gas Temperature Gradients", *Chemical Engineering Progress*, Vol.70, pp. 65-71.

Martins, E. B. e Goldstein Jr. , L. , 1989, "Heat Transfer in Cylindrical Furnaces - Analysis of Lobo's Model of Furnaces with Flue Gas Temperature Gradient", *Anais do 10^o Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*.

Mekler, L. A. e Fairal, R. S. , 1952, "Evaluation of Radiant Heat Absortion Rates in Tubular Heaters" partes I, II, III, *Petroleum Refiner*, Vol.31, pp. 101-107, 128-132, 151-155.

Nakra, N. K. e Smith, T. F. , 1977, "Combined Radiation-Convection for a Real Gas", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.99, pp. 60-65.

Nevskii, A. S. , Kolosova, A. K. , Glezer, G. D. , Chukanova, L. A. e Biryukova, O. M. , 1969, "Comparing Results from Various Methods of Calculating Radiant Heat Transfer in a Chamber", *Thermal Engineering*, Vol.16, pp. 139-144.

Noble, J. J. , 1975, "The Zone Method: Explicit Matrix Relations for Total Exchange Areas", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.18, pp. 261-269.

Notter, R. H. e Sleicher, C. A. , "A solutions to the Turbulent Graetz Problem - III. Fully Developed and Entry Region Heat Transfer Rates", *Chemical Engineering Science*, Vol.27, pp. 2073 - 2093.

Press, W. H., Flannery, B. P. , Teukolsky, S. A. e Vetterling, W. T. , 1986, *Numerical Recipes - The Art of Scientific Computing*, Cambridge University Press, Cambridge.

Roesler, F. C. , 1967, "Theory of Radiative Heat Transfer in Co-current Tube Furnaces", *Chemical Engineering Science*, Vol.22, pp. 1325-1336.

Reynolds, W. C. , 1963, "Turbulent Heat Transfer in a Circular Tube with Variable Circumferential Heat Flux", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.6, pp. 445-454.

Scholand, E. , 1983, "Modern Procedures for the Calculation of Radiant Heat Transfer in Direct-fired Tubed Furnaces", *International Chemical Engineering*, Vol.23, pp. 600-610.

Siegel, R. e Howell, J. R. , 1981 , *Thermal Radiation Heat Transfer*, 2nd ed., Hemisphere Publishing, New York.

Smith, T. F. , Shen, Z. F. e Friedaman, J. N. , 1982, "Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gas Model", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.104, pp. 602-608.

Sparrow, E. M. , Hallman, T. M. e Siegel, R. , 1957, "Turbulent Heat Transfer in the Thermal Entrance Region of Pipe with Uniform Heat Flux", *Applied Science Research, Série a*, Vol.7, pp. 37-52.

Sparrow, E. M. e Lin, S. H. , 1963, "Turbulent Heat Transfer in a Tube with Circumferentially-varying Temperature or Heat Flux", *Int. j. Heat and Mass Transfer*, Vol.6, pp. 866-867.

Steward, F. R. , Osuwan, S. e Picot, J. J. C. , 1973, "Heat Transfer Measurements in a Cylindrical Test Furnace", Fourteenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, pp. 651-660.

Talmor, E. , 1982, *Combustion Hot Spot Analysis for Fired Process Heaters*, Gulf Publishing Company, Houston.

Techo, R. , Tickner, R. R. and James, R. E. , 1965, "An Acurate Equation for the Computation of the Friction Factor for Smoth Pipes from the Reynolds-Number", *J. Appl. Mech.* , Vol.32, p.443. (citado por Bhatti e Shah , 1987)

Ungar, E. E. e Mekler, L. A., 1960, "Tube Metal Temperatures for Structural Design", *ASME J. of Engineering for Industry*, Agosto, pp. 270-276.

van Rossum, J. J. , Nieuwenhuizen, J. K. e Witvliet, G. , 1969, "Vertical Heaters for Oil Refineries, *Chemical and Process Engineering*, Vol.50, pp. 91-94.

Vercammen, H. A. J. e Froment, G. F. , 1980, "An Improved Zone Method using Monte Carlo Techniques for the Simulation of Radiation in Industrial Furnaces", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.23, pp. 329-337.

Wimpress, N., 1963, "Rating Fired Heaters", *Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner*, Vol.42, pp. 115-126.

Wimpress, N. , 1978, "Generalized Method Predicts Fired-Heater Performance", *Chemical Engineering*, Maio, pp. 95-102.

Wu, H. L. e Fricker, N. , 1971, "An Investigation of Behaviour of Swirling Jet Flames in a Narrow Cylindrical Furnace", IFRF's 2nd Members Conference, Maio.