

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR FLÁVIO TAMBELLINI
E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 25 02 1992

Leonardo Goldstein Jr.
ORIENTADOR

OTIMIZAÇÃO DO PROJETO TERMOHIDRAULICO
DE CALDEIRAS FLAMOTUBULARES ESCOCESAS

11/92

10.0.21901

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FALCULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tese de Mestrado

Título da Tese: Otimização do Projeto Termohidráulico de
Caldeiras Flamotubulares Escocesas

Autor: Flávio Tambellini

Orientador: Leonardo Goldstein Júnior

Aprovado por

Leonardo Goldstein Jr.

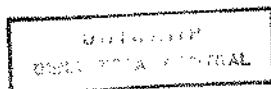
Prof. Dr. Leonardo Goldstein Júnior, Presidente
Depto Térmica e Fluidos - FEM

Carlos Antônio Gasparetto

Prof. Dr. Carlos Antônio Gasparetto
Depto Engenharia - FEA

Luiz Felipe Mendes de Moura

Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura
Depto Térmica e Fluidos - FEM



AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. Leonardo Goldstein Jr. pela orientação dada neste período, para que eu pudesse vencer mais uma etapa.

Ao Wilton pela confecção das figuras.

Aos meus pais pelo incentivo e perseverança nos estudos.

Aos novos amigos que fiz aqui em Campinas.

A Maria do Carmo pelo companheirismo e crescimento emocional.

SUMARIO

O projeto termohidráulico de caldeiras flamotubulares é realizado em geral de maneira empírica. Este trabalho pretende permitir que o cálculo seja feito a partir de equações fundamentais, com ênfase no tratamento da radiação térmica. Para tanto foi feito levantamento e análise da informação disponível e, posteriormente, considerados cada um dos itens que influem no projeto, como o comprimento da chama, a liberação da energia de combustão e a variação dos parâmetros geométricos, permitindo chegar num projeto otimizado do ponto de vista de atendimento da especificação com um custo mínimo.

ABSTRACT

The thermal-hydraulic design of fired tube shell boilers is usually performed in an empirical way. This work proposes a procedure based on fundamental principles, emphasizing the radiation heat transfer. In order to fulfill this premise, the available information was analysed, special consideration being reserved for the items which most influence the design, as the flame length, the distribution of the energy liberated from the flame and the geometrical parameters.

The procedure which was developed allowed the design to reach to an optimum in terms of attending the specifications and minimizing costs.

ÍNDICE

Agradecimentos	i
Sumário	ii
Abstract	iii
Índice	iv
Nomenclatura	vii
Lista de Figuras	xv
Lista de Tabelas	xxi
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Definição	2
1.2 - Caldeiras Flamotubulares e Aquotubulares	2
1.2.1 - Caldeiras Flamotubulares	2
1.2.2 - Caldeiras Aquotubulares	3
1.3 - Etapas do Projeto	5
1.3.1 - Especificação	5
1.3.2 - Dimensionamento	7
1.3.3 - Verificação de uma Caldeira	8
1.3.4 - Otimização	9
1.4 - Pesquisa Bibliográfica	9
1.5 - Trabalho Específico da Tese	12
2 - DIMENSIONAMENTO	13
2.1 - Caldeiras Escocesas	13
2.2 - Dimensionamento a Partir de Caldeiras já Exis- tentes	16
2.3 - Dimensionamento Através de Relações Empíricas	17
2.4 - Dimensionamento Utilizando o Método da Câmara Longa	18
2.4.1 - Dados de Entrada	20
2.4.2 - Condições Iniciais	20
2.4.3 - Tubos de Convecção	22
2.4.4 - Fornalha	26

2.4.5 - Rendimento Térmico	30
3 - VERIFICAÇÃO	34
3.1 - Método do Lobo Estendido	35
3.2 - Dados de Entrada	35
3.3 - Cálculos Iniciais	36
3.4 - Balanço de Energia na Fornalha	38
3.4.1 - Balanço de Energia na Primeira Fatia	38
3.4.2 - Balanço de Energia ao Longo da Fatia Onde Existe Chama	41
3.4.3 - Balanço de Energia Onde Há Apenas Pro- dutos da Combustão	42
3.5 - Balanço de Energia nos Tubos de Convecção	43
3.6 - Cálculo do Rendimento Térmico	44
3.7 - Cálculo da Queda de Pressão no Circuito dos Produtos da Combustão	45
3.7.1 - Cálculo de q para Caldeiras com 1 Tra- jeto	47
3.7.2 - Cálculo de q para Caldeiras com 2 Tra- jetos	48
3.7.3 - Cálculo de q para Caldeiras com 3 Tra- jetos	49
3.8 - Cálculo do Peso da Fornalha e dos Tubos	51
3.9 - Verificação do Regime de Ebulição	52
4 - OTIMIZAÇÃO DO PROJETO	56
4.1 - Custo de Capital	56
4.2 - Custos Operacionais	58
4.2.1 - Custo da Energia Elétrica	58
4.2.2 - Custo do Consumo de Combustível	59
4.3 - Custo Total	60
5 - APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	61
5.1 - Temperatura de Saída na Fornalha	63
5.2 - Temperatura dos Produtos da Combustão na Cha- miné	69

5.3 - Rendimento Térmico	76
5.4 - Queda de Pressão nos Tubos de Convecção	80
5.5 - Peso da Fornalha e dos Tubos	84
5.6 - Custo Total	90
5.6.1 - Efeito da Taxa Anual de Juros	100
5.6.2 - Efeito do Tempo de Amortização	102
5.7 - Discussão dos Resultados	104
5.8 - Aplicação do Método da Câmara Longa	110
5.8.1 - Custo Total	111
5.8.2 - Comprimento Total dos Tubos de Convecção	115
5.8.3 - Diâmetro da Fornalha	117
5.8.4 - Comparação dos Resultados do Método da Câmara Longa Proposto por Chadderton e o Completo	119
5.8.5 - Discussão dos Resultados do Método da Câmara Longa	121
6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	123
A - TIPOS DE CALDEIRAS FLAMOTUBULARES	127
A.1 - Classificação	127
A.1.1 - Caldeiras Verticais	127
A.1.2 - Caldeiras Horizontais	129
A.2 - Emprego das Caldeiras Flamotubulares	134
B - EMISSIVIDADE DA CHAMA	135
C - PROPRIEDADES TÉRMICAS DOS GASES	136
C.1 - Calor Específico	136
C.2 - Condutividade Térmica	137
C.3 - Viscosidade Dinâmica	137
C.4 - Emissividade e Absortividade dos Gases	138
D - DIMENSÕES DOS TUBOS DE CONVECÇÃO	141
E - ALGORÍTMO E FLUXOGRAMA DO MÉTODO DO LOBO ESTENDIDO	142
Bibliografia	148

NOMENCLATURA

$a_{a,i}$	fator de ponderação para a absortividade
$a_{e,i}$	fator de ponderação para a emissividade
A	área de superfície de troca
A_{st}	área de troca térmica
$b_{e,i,j}$	coeficientes polinomiais da emissividade
$c_{a,i,j,k}$	coeficientes polinomiais da absortividade
c_{par}	calor específico do ar
c_{pc}	calor específico dos gases nos tubos de convecção
c_{pf}	calor específico dos gases na fornalha
c_{po}	calor específico do combustível
C_c	custo de capital (ou material utilizado)
C_{cm}	custo de capital mensal
C_{cmj}	custo de capital mensal, levando-se em conta a taxa de juros
C_{elm}	custo da energia elétrica mensal

Com	custo do consumo de combustível mensal
C _{tm}	custo total mensal
D _c	diâmetro dos tubos de convecção
D _f	diâmetro da fornalha
D _s	diâmetro do casco da caldeira
e _c	espessura dos tubos de convecção
e _f	espessura da fornalha
E _{ar}	excesso de ar
E _g	poder emissivo do gás
Gr	número de Grashof
\overline{GS}	fator de troca direta gás-superfície
h _c	coeficiente de transferência de calor dos gases nos tubos de convecção
h _f	coeficiente de transferência de calor dos gases na fornalha
H _{amb}	entalpia da água na temperatura ambiente
H _v	entalpia da água no estado de vapor saturado
k _c	condutividade térmica dos gases nos tubos

k_f	condutividade térmica dos gases na fornalha
K_{ar}	condutividade térmica do ar
K_{con}	coeficiente de contração abrupta
K_{exp}	coeficiente de expansão abrupta
K_i	coeficiente de absorção
L_c	comprimento total dos tubos de convecção
L_{ch}	comprimento da chama
L_f	comprimento da fornalha
\dot{m}_{ar}	descarga de ar
\dot{m}_c	descarga de combustível
\dot{m}_g	descarga dos gases ou dos produtos da combustão
\dot{m}_v	descarga do vapor de água
N	número de tubos de convecção (quantidade)
N_f	número de fatias
N_{tr}	número de trajetos
p_{atm}	pressão atmosférica
p_{cr}	pressão crítica da água

p_t	pressão de trabalho (ou de saturação)
p_v	pressão em que a água está submetida
P	pressão parcial
$Parc$	parcela anual do custo de capital
Pot	potência dos ventiladores
Pr	número de Prandtl
PCI	poder calorífico inferior do combustível
q	relação entre a área do escoamento livre no feixe e a área frontal
Q_c	calor total liberado pelo combustível
Q_{cc}	transferência de calor por convecção nos tubos
Q_{cf}	transferência de calor por convecção na fornalha
Q_{g-e}	calor trocado entre o gás e a superfície
$Q_{máx}$	fluxo de calor máximo para evitar ebulição pelicular
Q_p	calor perdido
Q_{pc}	perda por convecção natural
Q_{pr}	perda por radiação

Q_{pe}	perda por calor sensível
Q_r	transferência de calor por radiação
Q_{rc}	transferência de calor por radiação nos tubos
Q_{rf}	transferência de calor por radiação na fornalha
Q_u	calor útil
r_{ac}	razão mássica ar-combustível
r_{gc}	razão mássica entre os produtos da combustão (gases) e o combustível
R	constante universal dos gases
Re	número de Reynolds
S	comprimento efetivo do feixe
\overline{SG}	fator de troca direta superfície-gás
t_{eq}	vida útil do equipamento (tempo de amortização)
t_j	taxa de juros anual
T_a	temperatura dos gases na saída da fornalha
T_{amb}	temperatura ambiente
T_{ad}	temperatura adiabática da chama

T_b	temperatura dos gases na chaminé
T_{ci}	temperatura dos gases na i-ésima fatia dos tubos de convecção
T_{fi}	temperatura dos gases na i-ésima fatia da fornalha
T_{f1}	temperatura do gás na primeira fatia
T_g	temperatura do gás
T_{gc}	temperatura dos gases nos tubos
T_{gf}	temperatura dos gases na fornalha
T_j	temperatura da superfície
T_v	temperatura da superfície interna da parede do tubo
V	velocidade dos gases
W	peso da fornalha e dos tubos
x	posição ao longo do eixo axial
x_i	distância de centro a centro dos tubos de convecção

SÍMBOLOS ITALICOS

f	fator de atrito
-----	-----------------

SÍMBOLOS GREGOS

α	absortividade total de um gás real
α_c	absortividade dos gases nos tubos de convecção
α_f	absortividade dos gases na fornalha
α_g	absortividade do gás
β	coeficiente de expansão volumétrica (Para gases ideais, $\beta = 1/T$)
ΔL_i	comprimento de cada fatia
Δp_{tot}	queda de pressão total nos tubos
Δp_1	queda de pressão dos gases por atrito na parede
Δp_2	queda de pressão na entrada
Δp_3	elevação da pressão na saída
ϵ	emissividade total de um gás real
ϵ_c	emissividade dos gases nos tubos de convecção
ϵ_{ch}	emissividade da chama
ϵ_f	emissividade dos gases na fornalha
ϵ_g	emissividade do gás

ϵ_v	emitância da superfície
η	rendimento térmico
λ	comprimento adimensional, posição ao longo do eixo axial dividido pelo comprimento da chama
μ_c	viscosidade dinâmica dos gases nos tubos
μ_f	viscosidade dinâmica dos gases na fornalha
ξ	rugosidade relativa
$\rho_{aço}$	densidade do aço
ρ_{ar}	densidade do ar
ρ_c	densidade dos gases nos tubos
ν_{ar}	viscosidade cinemática do ar
σ	constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,6697E-8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)
σ_{adm}	tensão admissível do material da fornalha
φ_i	parcela do calor do combustível liberado na i-ésima fatia
φ_1	parcela do calor do combustível liberado na primeira fatia

LISTA DE FIGURAS

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
1.1	Esquema de uma Caldeira Flamotubular.	3
1.2	Esquema de uma Caldeira Aquotubular.	4
2.1	Caldeira Escocesa com Câmara de Retorno Posterior do Tipo Molhado, com 2 Trajetos de Chama.	14
2.2	Caldeira Escocesa com Câmara de Retorno Posterior de Alvenaria, com 2 ou 3 Trajetos de Chama.	14
2.3	Transferência de Calor nos Tubos de Convecção.	22
2.4	Transferência de Calor Simplificada na Fornalha.	26
2.5	Transferência de Calor na Fornalha.	28
3.1	Emissividade da Chama ao Longo da Fornalha.	37
3.2	Transferência de Calor na Primeira Fatia.	38
3.3	Balanco de Energia ao Longo de uma Fatia onde Existe Chama.	42

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
3.4	Balanco de Energia numa Fatia onde Há Apenas Produtos da Combustão.	43
3.5	Balanco de Energia em uma Fatia da Região Convecção.	44
3.6	Queda de Pressão na Contração e Expansão do Escoamento na Entrada e Saída de um Feixe de Tubos.	46
3.7	Curva Típica de Ebulição Estacionária para a Transferência de Calor de um Fio a T_w para Água a Pressão Atmosférica.	53
5.1	Temperatura na Saída da Fornalha para 1 Trajeto.	64
5.2	Temperatura na Saída da Fornalha para 2 Trajetos.	64
5.3	Temperatura na Saída da Fornalha para 3 Trajetos.	65
5.4	Temperatura na Saída da Fornalha para $D_r = 1,3$ m.	66
5.5	Temperatura na Saída da Fornalha para $L_r = 6,5$ m.	67
5.6	Temperatura na Saída da Fornalha para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 2$.	68

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.7	Temperatura na Saída da Fornalha para Número Variável de Tubos. Ntr = 3.	68
5.8	Temperatura na Chaminé para 1 Trajeto.	71
5.9	Temperatura na Chaminé para 2 Trajetos.	71
5.10	Temperatura na Chaminé para 3 Trajetos.	72
5.11	Temperatura na Chaminé para Df = 1,3 m.	73
5.12	Temperatura na Chaminé para Lf = 6,5 m.	73
5.13	Temperatura na Chaminé para Número Variável de Tubos. Ntr = 2.	75
5.14	Temperatura na Chaminé para Número Variável de Tubos. Ntr = 3.	75
5.15	Rendimento Térmico para 1 Trajeto.	77
5.16	Rendimento Térmico para 2 Trajetos.	77
5.17	Rendimento Térmico para 3 Trajetos.	78
5.18	Rendimento Térmico para Df = 1,3 m.	79
5.19	Rendimento Térmico para Lf = 6,5 m.	79
5.20	Rendimento Térmico para Número Variável de Tubos. Ntr = 2.	80

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.21	Rendimento Térmico para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 3$.	80
5.22	Queda de Pressão com 1 Trajeto.	81
5.23	Queda de Pressão com 2 Trajetos.	81
5.24	Queda de Pressão com 3 Trajetos.	82
5.25	Queda de Pressão com $D_f = 1,3$ m.	83
5.26	Queda de Pressão com $L_f = 6,5$ m.	83
5.27	Queda de Pressão para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 2$.	84
5.28	Queda de Pressão para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 3$.	84
5.29	Peso da Fornalha e dos Tubos com 1 Trajeto.	85
5.30	Peso da Fornalha e dos Tubos com 2 Trajetos.	85
5.31	Peso da Fornalha e dos Tubos com 3 Trajetos.	86
5.32	Peso da Fornalha e dos Tubos com $D_f = 1,3$ m.	88
5.33	Peso da Fornalha e dos Tubos com $L_f = 6,5$ m.	88

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.34	Peso da Fornalha e dos Tubos com Número Variável de Tubos. Ntr = 2.	89
5.35	Peso da Fornalha e dos Tubos com Número Variável de Tubos. Ntr = 3.	89
5.36	Custos Parciais e Total de Caldeiras com 2 Trajetos, Diâmetro dos Tubos de 2", Dr = 0,7 m e Lf = 3,5 m.	91
5.37	Custo Total com 1 Trajeto.	92
5.38	Custo Total com 2 Trajetos.	92
5.39	Custo Total com 3 Trajetos.	93
5.40	Custo Total com Dr = 1,3 m.	95
5.41	Custo Total com Lf = 6,5 m.	97
5.42	Custo Total com Número Variável de Tubos. Ntr = 2.	98
5.43	Custo Total com Número Variável de Tubos. Ntr = 3.	99
5.44	Custo Total com Taxa de Juros de 25% ao Ano.	101
5.45	Custo Total com Tempo de Amortização de 5 Anos.	102

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.46	Custo Total com Tempo de Amortização de 15 Anos.	102
5.47	Custo Total para Caldeiras com 1 Trajeto e $T_a = 955^{\circ}\text{C}$.	111
5.48	Custo Total para Caldeiras com 2 Trajetos e $T_a = 955^{\circ}\text{C}$.	111
5.49	Custo Total para Caldeiras com 3 Trajetos e $T_a = 955^{\circ}\text{C}$.	112
5.50	Custo Total para Caldeiras com 2 Trajetos e $T_a = 1150^{\circ}\text{C}$.	114
A.1	Esquema de Caldeira Vertical.	128
A.2	Caldeira Lancashire.	130
A.3	Dois Esquemas de Caldeira Multitubular.	132
A.4	Esquema de uma Caldeira Locomóvel.	133

LISTA DE TABELAS

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
2.1	Caldeira Escocesa.	15
2.2	Dimensões Usuais de Caldeiras.	16
2.3	Relações Empíricas para a Carga de Combustão.	17
2.4	Valores Usuais da Carga Térmica para as Caldeiras.	18
2.5	Área de Superfície de Aquecimento para Caldeiras.	18
3.1	Coeficiente de Expansão e Contração Abruptas.	50
4.1	Preço de Caldeiras Flamotubulares Escocesas no Mercado Nacional, com a Correspondente Área de Troca Térmica.	57
5.1	Temperatura na Saída da Fornalha para Diferentes Diâmetros de Convecção. N = 120/120. Ntr = 2.	63
5.2	Temperatura na Chaminé (°C) para Diferentes Diâmetros de Tubos. Ntr = 2.	70
5.3	Temperatura na Chaminé (°C) para Diferentes Número de Trajetos. De = 2".	71

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.4	Temperatura na Chaminé (°C) para Número Fixo e Variável de Tubos. Dc = 2". Ntr = 2.	74
5.5	Temperatura na Chaminé (°C) em Função de Lf/Df. Dc = 2". Ntr = 2.	75
5.6	Rendimento Térmico em Função do Diâmetro dos Tubos. Ntr = 2.	76
5.7	Queda de Pressão para Diferentes Diâmetros de Convecção. N = 120/120 tubos. Ntr = 2.	81
5.8	Peso da Fornalha e dos Tubos em Função do Diâmetro dos Tubos. N = 120/120 tubos. Ntr = 2.	85
5.9	Peso da Fornalha e dos Tubos (Kg) para Algumas Caldeiras com 2 Trajetos.	87
5.10	Custos Total e Parciais (US\$) para Algumas Caldeiras com 2 Trajetos.	90
5.11	Custo Total (US\$) para Algumas Caldeiras Ntr = 2.	92
5.12	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 1 Trajeto.	94
5.13	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos.	94

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.14	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 3 Trajetos.	95
5.15	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Df = 1,3 m.	96
5.16	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Lf = 6,5 m.	97
5.17	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Número Variável de Tubos.	98
5.18	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 3 Trajetos. Número Variável de Tubos.	100
5.19	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Juros = 25% ao Anos.	101
5.20	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Tempo = 5 Anos.	103
5.21	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Tempo = 15 Anos.	103
5.22	Custo Total Mínimo para Cada Tipo de Caldeira Analisada.	104

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.23	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 1 Trajeto. $T_a = 955\text{ }^{\circ}\text{C}.$	112
5.24	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. $T_a = 955\text{ }^{\circ}\text{C}.$	113
5.25	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 3 Trajetos. $T_a = 955\text{ }^{\circ}\text{C}.$	113
5.26	Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. $T_a = 1150\text{ }^{\circ}\text{C}.$	114
5.27	Comprimento Total dos Tubos de Convecção (m) para Caldeiras com 2 Trajetos. $T_a = 955\text{ }^{\circ}\text{C}.$	115
5.28	Comprimento Total dos Tubos de Convecção (m) em Função do Número de Trajetos para Caldeiras com $D_c = 1''$ e $T_a = 955\text{ }^{\circ}\text{C}.$	116
5.29	Comprimento Total dos Tubos de Convecção (m) em Função da Temperatura na Saída da Fornoalha. $N_{tr} = 2$ e $D_c = 1''.$	117
5.30	Diâmetro da Fornoalha (m) em Função do Número e Diâmetro dos Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos.	117

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
5.31	Diâmetro da Fornalha (m) em Função do Número de Trajetos para Caldeiras com $D_c = 1''$ e $T_a = 955^\circ\text{C}$.	118
5.32	Diâmetro da Fornalha (m) em Função da Temperatura na Saída da Fornalha. $N_{tr} = 2$ e $D_c = 1''$.	119
5.33	Comprimento e Diâmetro pelos 2 Métodos	119
5.34	Transferência de Calor (W) pelos 2 Métodos	120
A.1	Caldeiras Lancashire e Cornovaglia.	131
A.2	Caldeira Multitubular.	132
A.3	Caldeiras Locomóvel e Locomotiva.	134
B.1	Emissividade da Chama para Óleo Pesado.	135
B.2	Emissividade da Chama para Óleo Leve.	135
C.1	Valores das Constantes para o Calor Específico.	136
C.2	Valores das Constantes para a Condutividade Térmica.	137
C.3	Valores das Constantes para a Viscosidade Dinâmica.	138

NÚMERO	DESCRIÇÃO	PÁGINA
C. 4	Coeficientes para a Emissividade	139
C. 5	Coeficientes para a Absortividade	140
D. 1	Dimensões dos Tubos de Aço	141

1 - INTRODUÇÃO

O gerador de vapor tem como finalidade produzir vapor de água sob pressão, aproveitando o potencial calorífico liberado pelos combustíveis.

Sob este princípio, foram construídas as primeiras caldeiras, destituídas de maiores critérios de dimensionamento e apenas contando com os incipientes dados da prática, de maneira empírica, portanto.

Com o tempo, foram surgindo os recursos para o cálculo dos geradores de vapor, pormenorizadamente estudados para atingirem o desempenho necessário às aplicações industriais.

Caldeiras flamotubulares, constituídas por um vaso fechado contendo água, externamente em contato com o calor do combustível, foram os primeiros exemplares de larga aplicação industrial, sendo que algumas delas já estão fora de uso e outras sofreram evolução técnica.

Maiores produções de vapor a pressões elevadas e altas temperaturas, só foram possíveis com o advento das caldeiras aquotubulares. Esse tipo de caldeira tem superfícies de aquecimento praticamente ilimitadas, em função da flexibilidade do seu arranjo.

1.1 - DEFINIÇÃO

O Gerador de Vapor é um trocador de calor complexo que produz vapor a partir da energia térmica, proveniente, geralmente da queima de um combustível, constituído por diversos equipamentos associados, perfeitamente integrados para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível.

Esta definição compreende todos os tipos de Geradores de Vapor, sejam os que vaporizam água, mercúrio ou fluido de alta temperatura (fluido térmico), sendo que as Caldeiras de Vapor são as unidades mais simples, geradoras de vapor de água.

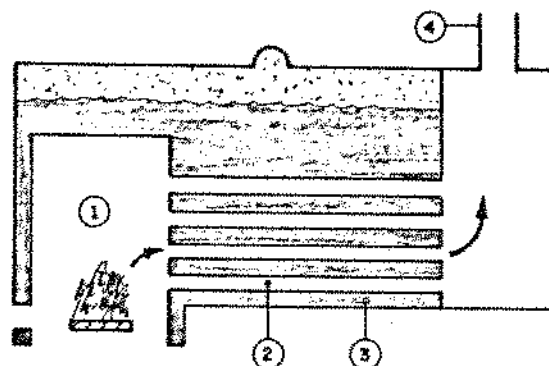
Outras vezes, o fluido, água ou fluido térmico, não vaporiza, sendo aproveitado nos processos de calefação, ainda na fase líquida, apenas com a temperatura elevada, formando a linha das Caldeiras de Água Quente e dos Aquecedores.

1.2 - CALDEIRAS FLAMOTUBULARES E AQUOTUBULARES

1.2.1 - CALDEIRAS FLAMOTUBULARES

Inicialmente, as caldeiras eram como uma chaleira, mas com o decorrer do tempo, foram improvisados tubos localizados dentro das mesmas, por onde passavam os gases quentes. Esta modificação marcou o início da caldeira flamotubular, sendo que a eficiência da troca térmica aumentou consideravelmente.

A caldeira flamotubular consiste basicamente de uma fornalha ou câmara de combustão, onde ocorre a queima do combustível, de tubos, por onde passam os gases da combustão, e da chaminé, pela qual saem os gases, conforme a Figura 1.1.



- 1-FORNALHA OU CÂMARA DE COMBUSTÃO
- 2-TUBOS DOS GASES
- 3-COMPARTIMENTO DE ÁGUA
- 4-CHAMINE

Figura 1.1 - Esquema de uma Caldeira Flamotubular.

Os tubos são envolvidos pelo casco, que comporta a água, sendo que esta entra, geralmente à temperatura ambiente e sai no estado de vapor.

As caldeiras flamotubulares são muito competitivas até cerca de 10 t/h de capacidade de produção de vapor e pressões de 14 Kgf/cm². Podem chegar a 25 t/h e 18 Kgf/cm² com rendimento térmico de 90%.

1.2.2 - CALDEIRAS AQUOTUBULARES

Na caldeira aquotubular, um ou mais tubulões, aos quais se unem um feixe tubular de água, compõem a parte principal de absorção de calor, podendo-se obter superfícies de aquecimento

praticamente ilimitadas. No interior dos tubos circula a água e por fora os gases quentes através do caminho formado pela alvenaria e chicanas internas, conforme esquematizado na Figura 1.2.

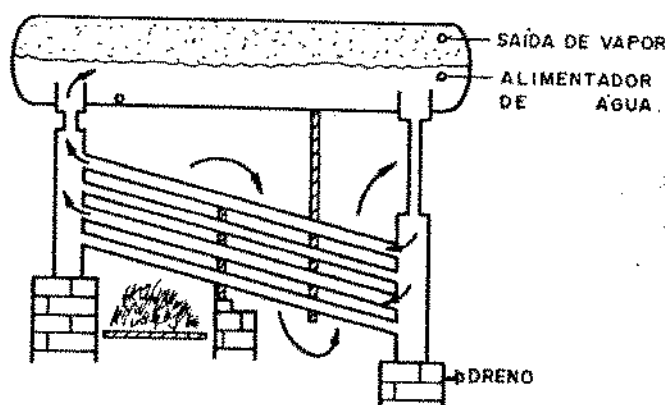


Figura 1.2 - Esquema de uma Caldeira Aquotubular.

A produção de vapor neste tipo de caldeira principia pelos menores valores e atinge capacidades de 600 até 750 t/h, com pressões de 150 a 200 Kgf/cm², temperaturas de 400 a 500 °C, existindo unidades com pressões críticas.

A flexibilidade permitida pelo arranjo dos tubos, que constituem, seja o feixe, seja a parede de água, possibilita conceber uma vasta variedade de tipos construtivos.

1.3 - ETAPAS DO PROJETO

As etapas do projeto termohidráulico de uma caldeira compreendem: a especificação, o dimensionamento, a verificação e a otimização.

1.3.1 - ESPECIFICAÇÃO

A especificação de uma caldeira flamotubular se destina em fixar as condições de operação que devem ser atendidas pelo equipamento, bem como os requisitos de padronização e manutenção eventualmente estabelecidos como dados de entrada.

A operação inclui:

- Dados do processo;
- Considerações sobre o projeto mecânico e
- Considerações sobre o material de fabricação.

a) Dados do Processo

Os dados do processo são os dados de entrada, que permitirão fazer os cálculos necessários para o projeto da caldeira.

Os dados do processo são:

- Demanda de vapor de água;
- Pressão de operação do vapor de água;
- Temperatura de operação do vapor de água;
- Temperatura dos produtos da combustão na saída da chaminé e
- Tipo de combustível utilizado.

b) Considerações sobre o Projeto Mecânico

- *Determinação do tipo de caldeira:* a determinação do tipo de caldeira é feita de acordo com a finalidade desejada, sendo que para cada aplicação existe um tipo mais adequado.

- *Manutenção:* a caldeira deve permitir acesso para inspeção, limpeza e reparo, e também a substituição de tubos ou acessórios.

- *Padronização:* frequentemente as restrições de um projeto impõem limitações de comprimento, altura, largura, volume ou peso. As restrições podem se referir diretamente à caldeira, onde se pretende a padronização nas dimensões dos tubos com unidades já existentes, ou a previsão para manutenção.

- *Hermeticidade:* tem de ser especificada no que diz respeito ao vazamento do vapor.

- *Tensões:* a norma ASME (American Society of Mechanical Engineers) fornece a tensão admissível dos materiais para cada temperatura de trabalho, valor este necessário para estabelecer a espessura da chapa. A tensão admissível do material diminui com o aumento da temperatura.

Custos: considera-se o custo inicial, os custos de operação e de manutenção.

Códigos, padrões e regulamentos: os mais empregados são estabelecidos pelo "Boiler and Pressure Vessel Committee", criado pela American Society of Mechanical Engineers em 1911, para desenvolver as regras de segurança que governam o projeto, a fabricação e a inspeção durante a construção das caldeiras e vasos de pressão e interpretar estas regras quando necessário.

c) Considerações sobre Materiais de Construção

Para a seleção de materiais, recorre-se às Normas do Boiler Code, Infired Pressure Vessels da ASME, por exemplo. Estas normas prescrevem como seleccionar os materiais, chapas, tubos, aços fundidos e também como dimensionar as partes solicitadas à pressão.

1.3.2 - DIMENSIONAMENTO

Estabelecidas as condições de processo, é preciso gerar uma geometria para a caldeira, ou seja, diâmetro da fornalha, comprimento da fornalha, número de tubos, diâmetro dos tubos, número de trajetos, para que se tenha uma área de troca térmica que atenda às condições de processo.

Há três maneiras de se obter uma geometria:

- *Caldeiras já existentes:* parte-se das dimensões de caldeiras encontradas no mercado, calculando-se o rendimento térmico e as transferências de calor.

- *Relações empíricas:* utiliza-se relações de transferência de calor por unidade de área e de tempo encontradas na prática, para se obter uma área de troca que consiga atender às condições de processo.

- *Método da Câmara Longa (Hottel, 1954):* é um método que considera a transferência de calor por radiação e convecção entre os gases e a água do lado de fora dos tubos, sendo o método caracterizado pelas seguintes hipóteses: combustão instantânea na

entrada da fornalha; a transferência de calor por radiação na direção axial pode ser desprezada em relação à direção radial e a temperatura do gás em qualquer seção é caracterizada por uma temperatura única.

O método da Câmara Longa, a ser visto no próximo capítulo, permite na prática, dentro de um conjunto de hipóteses, determinar diretamente uma geometria que atenda às condições de processo.

O dimensionamento de uma caldeira envolve uma série de opções preliminares envolvendo alguns dos itens a seguir:

- Número de tubos de convecção por trajeto;
- Diâmetro dos tubos de convecção;
- Número de trajetos;
- Diâmetro da fornalha e
- Comprimento da fornalha.

Partes dos itens têm seus valores admitidos a priori, enquanto os demais são determinados empregando os métodos mencionados anteriormente, como será visto no decorrer deste trabalho.

1.3.3 - VERIFICAÇÃO DE UMA CALDEIRA

O processo de verificação consiste em fazer cálculos térmicos e hidráulicos para analisar o dimensionamento do item anterior, sendo que é através da verificação que se fica sabendo se a geometria proposta atende às condições de processo.

Nesta tese é proposto o uso do método de Lobo Estendido. O método é baseado em Lobo e Evans (1939), constituindo uma versão mais geral e que permite uma etapa de otimização do projeto.

1.3.4 - OTIMIZAÇÃO

Nesta fase, o objetivo é escolher a caldeira ótima, isto é, a caldeira que tenha o menor custo e que atenda às condições de processo e demais condições impostas.

Foram levados em consideração os seguintes custos: o custo de material empregado, que está relacionado com a área de troca térmica; o custo de energia elétrica, que está relacionado com a potência dos ventiladores para soprarem os produtos da combustão; e o custo do consumo de combustível, que está relacionado com o rendimento térmico do equipamento.

1.4 - PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção estão indicados os trabalhos disponíveis referentes ao assunto desenvolvido nesta dissertação.

Lobo e Evans (1939) fizeram uma breve revisão das equações empíricas para predizer a transferência de calor na câmara de combustão de aquecedores de petróleo. Os resultados disponíveis foram apresentados sob a forma gráfica.

Holliday (1957) fez um trabalho experimental, cujo objetivo foi medir a emissividade da chama e a temperatura ao longo do comprimento da mesma, proveniente de um jato difuso turbulento em uma fornalha de escala reduzida, utilizando como combustíveis hidrocarbonetos líquidos.

Hottel e Sarofim (1967) reuniram em um livro: "Princípios Básicos sobre Radiação Térmica": definição e cálculo do fator de troca entre as superfícies com diferentes formas geométricas;

transferência de calor por radiação entre superfícies, incluindo o método da zona, onde o meio não é participante; propriedade radiativa das superfícies; transferência de calor em superfícies não ideais; emissividades e absorptividades dos gases; definição e cálculo do fator de troca direta de área; transferência de calor em meio participante, para gases do tipo negro, cinza e real; radiação como um processo de difusão; campo de temperatura unidimensional e tridimensional; dispersão por partículas simples; transferência de calor num meio que absorve e espalha; aplicação da radiação às fornalhas em geral.

Khalil e Abou-Arab (1978) fizeram um estudo dos fatores que afetam a transferência de calor numa caldeira flamotubular: distribuição de temperatura dentro da chama; efeito da razão ar-combustível sobre a emissividade e a geometria da chama; e efeito da rotação do ar sobre a distribuição de calor transferido, temperatura e emissividade da chama.

Mahallawy (1978) fez uma análise teórica da transferência de calor por radiação para as paredes de uma fornalha cilíndrica queimando óleo. Os resultados foram comparados com dados experimentais.

Chadderton (1981) se baseou no método da Câmara Longa, originalmente proposto por Hottel (1954), com o objetivo de otimizar uma caldeira flamotubular do ponto de vista de custo, onde foi feita uma investigação dos vários modos de transferência de calor em uma caldeira. As transferências de calor por radiação e convecção foram modeladas através de expressões simplificadas e o peso da caldeira foi expresso em termos de quatro variáveis principais: diâmetro da fornalha, diâmetro dos tubos de convecção, comprimento dos tubos de convecção, número de tubos de convecção e número de trajetos que, no conjunto, constituem a superfície de transferência de calor. A metodologia de Chadderton está restrita a caldeiras com queimadores de chama curta e considera apenas os

mecanismos dominantes de transferência de calor, radiação térmica na fornalha e convecção nos tubos de convecção.

Dongen (1982) apresentou um modelo de transferência de calor semi-empírico. O modelo combina o método da zona para o cálculo da radiação, uma técnica de integral para descrever o escoamento e dados empíricos para o comprimento da chama. O método de cálculo do padrão de escoamento é idêntico ao desenvolvido por Craya e Curtet, sendo a viscosidade turbulenta um parâmetro empírico. A técnica de integral para o cálculo de jato confinado é comparado com a literatura sobre taxas de recirculação e comprimento da região de recirculação. Este modelo de fornalha prediz satisfatoriamente o efeito do carregamento de combustível, excesso de ar e as dimensões da fornalha sobre a distribuição do fluxo de calor sobre as paredes.

Smith et alii (1982) consideraram o tratamento de um gás participante real como a soma ponderada de gases cinzas. Eles mostraram que as emissividades e absorptividades totais podem ser representadas pela soma ponderada da emissividade de gases cinzas, conforme Anexo C. A emissividade do gás cinza, por sua vez, é expressa em termos da temperatura, da pressão parcial do gás absorvente e do comprimento efetivo do feixe.

1.5 - TRABALHO ESPECÍFICO DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação consiste no projeto térmico e hidráulico otimizado de uma caldeira flamotubular do tipo escocesa, considerando os mecanismos de transferência de calor por radiação térmica em meios participantes, a transferência de calor por convecção térmica, ambos tanto na fornalha como nos tubos de convecção, a queda de pressão nos tubos de convecção e a verificação da ebulição pelicular.

Numa primeira etapa, gerou-se várias geometrias, inclusive pelo método da Câmara Longa e, numa segunda etapa, utilizou-se o método do Lobo Estendido para fazer a verificação do processo.

A otimização do projeto consiste em determinar a caldeira de menor custo total, levando em conta os custos de capital e operacionais.

2 - DIMENSIONAMENTO

O dimensionamento consiste em gerar uma geometria para a caldeira, a partir das condições de processo, que fornece a área de troca térmica necessária para produzir vapor nas condições pré-estabelecidas. Como já foi visto anteriormente, existem três maneiras de gerar uma geometria; a partir de caldeiras já existentes no mercado, através de relações empíricas e utilizando o método da Câmara Longa.

Antes de iniciar o dimensionamento propriamente dito, é feita uma descrição das caldeiras flamotubulares escocesas, objeto do referente trabalho. Os outros tipos de caldeiras flamotubulares estão descritos no Anexo A.

2.1 - CALDEIRAS ESCOCESAS

As caldeiras escocesas foram concebidas inicialmente para serviço marítimo, pois reúnem as vantagens das caldeiras multitubulares e a compacidade assegurada por uma fornalha interna.

Elas consistem de um corpo cilíndrico com um ou mais tubulões de grande diâmetro, regularmente distribuídos, e que permitem 1,2 ou 3 trajetos nos tubos convectivos (2, 3 ou 4 voltas de chama).

Elas podem ter câmara de retorno posterior do tipo molhada ("Wet Back"), conforme a Figura 2.1, ou de alvenaria ("Dry Back"). No primeiro caso a câmara tem jaqueta de água; no segundo caso é usado revestimento de lã de rocha com chapa metálica.

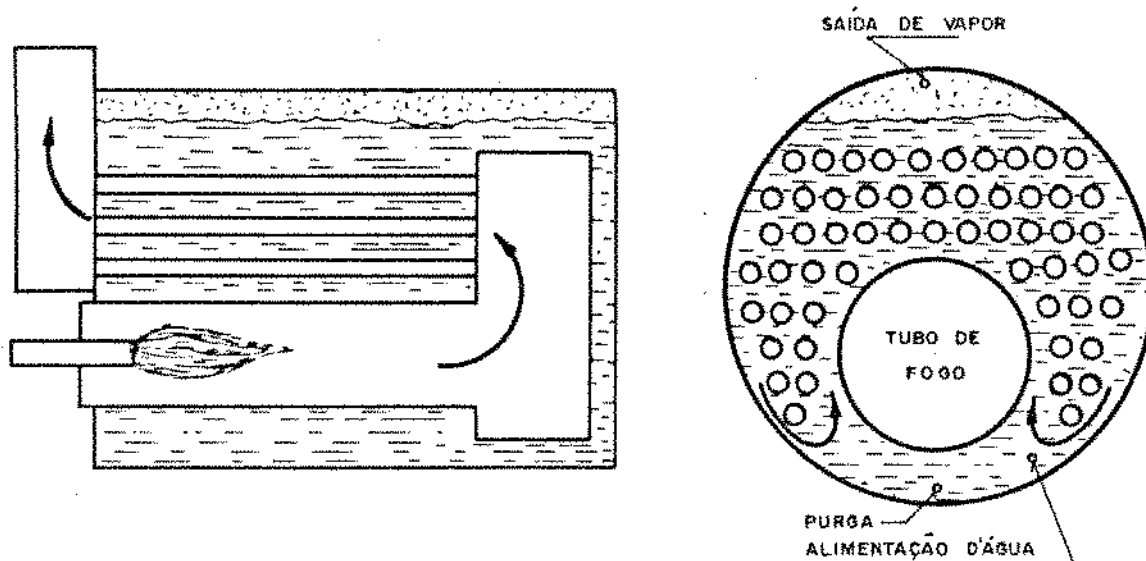


Figura 2.1 - Caldeira Escocesa com Câmara de Retorno Posterior do Tipo Molhado, com 2 Trajetos de Chama.

Estas caldeiras são totalmente destituídas de alvenaria e têm dimensões reduzidas quando comparadas com caldeiras flamotubulares convencionais. Para aumentar a área de troca térmica a superfície da fornalha costuma ser corrugada.

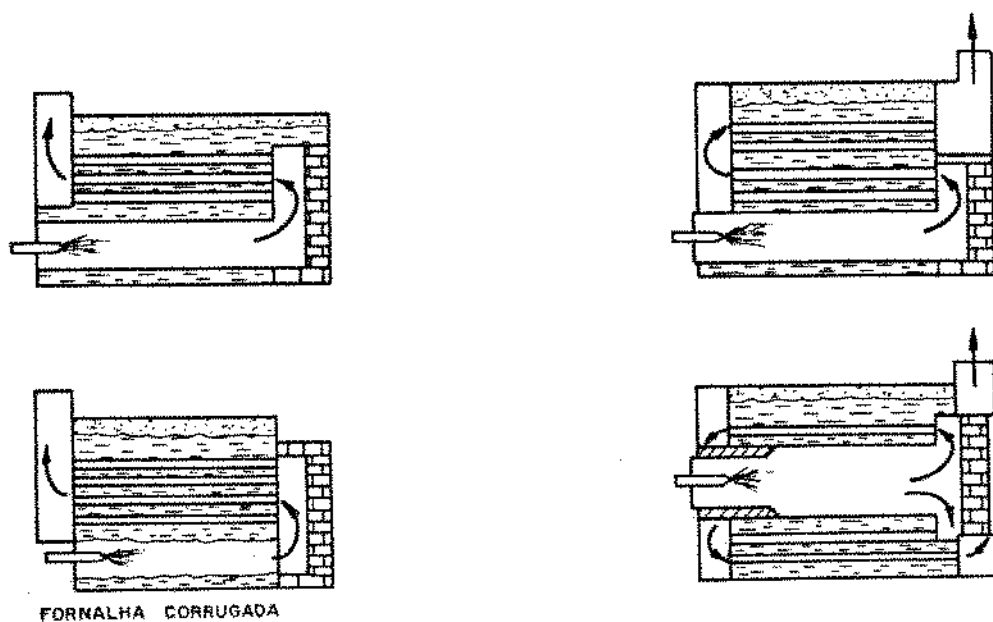


Figura 2.2 - Caldeira Escocesa com Câmara de Retorno Posterior de Alvenaria, com 2 ou 3 Trajetos de Chama.

Esta concepção permite a construção das caldeiras ditas compactas, que operam exclusivamente com gás ou óleo, com a circulação dos produtos da combustão assegurada por ventiladores. As unidades compactas incorporam em uma única peça todos os equipamentos indispensáveis à sua operação: queimador de óleo, bomba para alimentação da água, controles automáticos e pertences auxiliares, constituindo um todo transportável e pronto para operar em curto prazo de instalação, dispensando serviços especiais de fundação, instalação e montagem.

Os diâmetros da fornalha podem atingir valores de 66 polegadas (1,7 metros) e comprimento de 60 pés (18 metros), segundo Shields (1961).

A fornalha pode situar-se na parte central ou na parte inferior da caldeira e o retorno dos gases pode ser feito por baixo, por cima ou no meio, conforme o arranjo que se deseja, como pode ser visto na Figura 2.2 .

Os diâmetros dos tubos de convecção usuais vão de 1 a 6 polegadas , com incrementos comerciais e espessuras que variam de 1/16 até 3/4 de polegadas.

O número de tubos de convecção por volta de chama varia em torno de 30 tubos, para pequenas produções de vapor de água (em torno de 500 Kg/h), até valores acima de 100 tubos para produções maiores de vapor de água (em torno de 4000 Kg/h).

A razão usual entre o comprimento da fornalha e seu diâmetro varia entre 3,5 a 6, de acordo com os fabricantes.

Tabela 2.1 - Caldeira Escocesa

Características	Escocesa
Capacidade Máxima (t/h)	25
Pressão Máxima (Kgf/cm ²)	18
Vaporização Específica (Kgv/h.m ²)	25 a 34 (até 50)
Rendimento Térmico (%)	80 (até 90)

As caldeiras escocesas (Tabela 2.1) têm a preferência dos usuários industriais entre as caldeiras flamotubulares, e são as mais vendidas para capacidades até 25 t/h de vapor de água, principalmente na Europa e no Brasil.

2.2 - DIMENSIONAMENTO A PARTIR DE CALDEIRAS JÁ EXISTENTES

Uma das maneiras de dimensionar uma caldeira, é pela utilização das dimensões de uma caldeira já existente no mercado. Tendo as dimensões, o passo seguinte é a verificação. A Tabela 2.2 mostra algumas dimensões de caldeiras já existentes, obtidas junto aos fabricantes.

Tabela 2.2 - Dimensões Usuais de Caldeiras ⁽¹⁾

CARACTERÍSTICAS	UNI-DADE	TIPO DE CALDEIRA ATA				
		02	08	14	18	20
Sup Aquecimento	m ²	15,5	31	62	100	124
Produção Vapor	Kg/h	500	1000	2000	3300	4000
Diâmetro Fornalha	m	0,4	0,45	0,6	0,7	0,73
Comprimento Fornalha	m	1,412	2,40	3,20	3,762	4,032
Diâmetro Tubos	pol	1,5	2	2,5	2,5	2,5
Núm Tubos 1 ^o Trajeto	—	53	50	61	83	96
Núm Tubos 2 ^o Trajeto	—	36	32	36	50	58
Comprimento Tubos	m	1,430	—	—	3,78	4,05

(1) Ata Combustão Técnica S.A.

2.3 - DIMENSIONAMENTO ATRAVÉS DE RELAÇÕES EMPÍRICAS

As relações empíricas são obtidas da prática e servem de auxílio para o cálculo da carga da câmara de combustão ou para a área da superfície de aquecimento.

Pera (1966), por exemplo, fornece algumas relações para cálculo da carga da câmara por unidade de tempo e por unidade de área superficial da fornalha, conforme a Tabela 2.3, válidas para caldeiras que operam com combustíveis pulverizados. A carga fornece o volume da fornalha que, no caso das caldeiras flamotubulares, tem a geometria cilíndrica.

Tabela 2.3 - Dados Empíricos para a Carga de Combustão

COMBUSTÍVEL	Carga (Kcal/h.m ²)
● Óleo Combustível	
câmara de retorno de alvenaria	180000 a 200000
câmara de retorno molhada	300000 a 800000
● Carvão Pulverizado	
câmara de retorno de alvenaria	100000 a 200000
câmara de retorno molhada	180000 a 350000

Nuber et alii (1972) mencionam valores usuais para o cálculo da superfície de aquecimento em termos da produção de vapor em Kg por hora e por m² de superfície, para alguns tipos de caldeiras, conforme a Tabela 2.4.

Tabela 2.4 - Valores Usuais da Carga Térmica para as Caldeiras

Tipo de Caldeira	Carga Térmica (Kg/m ² .h)
Escocesa	25
Multitubular	20
Locomotiva	27
Vertical	18

Estes valores são válidos para o caso da queima de carvão pulverizado, gás ou óleo combustível. Para estas mesmas caldeiras, são citados valores usuais para as áreas das superfícies de aquecimento, conforme a Tabela 2.5.

Tabela 2.5 - Área de Superfície de Aquecimento para Caldeiras

Tipo de Caldeira	Área de Superfície (m ²)
Escocesa	50 a 200
Multitubular	20 a 300
Locomotiva	10 a 120
Vertical	5 a 50

2.4 - DIMENSIONAMENTO UTILIZANDO O MÉTODO DA CÂMARA LONGA

O Método da Câmara Longa foi apresentado originalmente por Hottel (1954) e proposto posteriormente por Chadderton (1981) para aplicação em caldeiras flamotubulares. Ele pode ser usado para gerar a geometria de uma caldeira ou, alternativamente, para o dimensionamento térmico definitivo de caldeiras com queimadores de chama curta.

O método da Câmara Longa considera as seguintes hipóteses:

- Combustão instantânea e completa na entrada da fornalha;
- Os produtos da combustão estão na temperatura adiabática na entrada da fornalha;
- Gradiente de temperatura na direção radial é desprezível;
- O eventual efeito da rotação da mistura ar-combustível na entrada da câmara de combustão não é considerado e
- O escoamento dos produtos da combustão é pistonado, isto é, tem a velocidade uniforme.

A combustão instantânea e completa na entrada da fornalha possibilita fazer o cálculo do diâmetro da fornalha, pois não é necessário entrar com a parcela do calor liberado pelo combustível ao longo da chama.

O objetivo do método é gerar uma geometria e, para tanto utiliza os dados de entrada e as equações de transferência de calor para o cálculo tanto do comprimento, como do diâmetro da fornalha.

O número de trajetos relaciona o comprimento da fornalha com o comprimento total dos tubos de convecção, e é um dado de entrada, assim como o diâmetro e o número de tubos de convecção.

Uma variável que requer consideração, é a temperatura de saída do gás na fornalha. Sua variação afeta a transferência de calor tanto na fornalha quanto nos tubos de convecção, sendo que Gunn (1963) propôs 955 °C (1228 K) como o valor máximo da temperatura a ser usado nos cálculos. Valores mais elevados, no entanto, são utilizados na prática, levando em conta a resistência do refratário utilizado no caso da caldeira "Dry Back".

Consideração especial também é devida à temperatura do gás na saída da chaminé, pois seu valor está diretamente relacionado com o rendimento térmico e com a transferência de calor. Um valor alto admitido para a temperatura dos gases na chaminé, significa uma

perda elevada de calor sensível nos gases, perda esta que é a principal perda de uma caldeira, ocasionando uma diminuição do rendimento térmico.

Por outro lado, seria desejado um valor próximo à temperatura ambiente para diminuir esta perda, mas se o combustível contém enxofre, isto não é possível, porque é necessário evitar que ocorra o depósito de ácido sulfúrico devido à condensação. Na prática comercial, o valor utilizado é de cerca de 200 °C (473 K), o que corresponde a uma eficiência em torno de 80% nas caldeiras comerciais.

2.4.1 - DADOS DE ENTRADA

Os dados de entrada são:

- Demanda de vapor de água;
- Pressão de trabalho;
- Temperatura de saturação;
- Temperatura do gás na saída da fornalha;
- Temperatura do gás na chaminé;
- Composição do combustível;
- Excesso de ar;
- Emitância da superfície do casco;
- Tensão admissível dos tubos;
- Pressão crítica da água;
- Número dos tubos de convecção;
- Diâmetro dos tubos de convecção e
- Número de Trajetos.

2.4.2 - CÁLCULOS INICIAIS

Os cálculos iniciais compreendem um balanço estequiométrico da reação do combustível com o ar, levando em conta o excesso de ar, determinando os produtos da combustão. A combustão é considerada completa, por hipótese.

Para o cálculo da descarga de combustível \dot{m}_c , estimou-se um rendimento inicial η e, pelo método do calor absorvido, cuja a descrição será vista na seção 2.4.5, determinou-se a descarga de combustível correspondente:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v.(H_v - H_{amb})}{\eta.PCI} \quad (2.1)$$

onde:

H_{amb} : entalpia da água na temperatura ambiente;

H_v : entalpia da água no estado de vapor saturado;

\dot{m}_c : descarga de combustível;

\dot{m}_v : descarga de vapor de água;

PCI : poder calorífico inferior do combustível e

η : rendimento térmico.

Tendo a descarga de combustível e a razão entre os produtos da reação e o combustível r_{gc} , obtida da equação da combustão, calcula-se a descarga dos gases \dot{m}_g , tal que:

$$\dot{m}_g = r_{gc}.\dot{m}_c \quad (2.2)$$

Partindo da hipótese de que a combustão foi instantânea e completa na entrada da fornalha, obtém-se do balanço de energia entre o calor liberado pelo combustível e o aumento de entalpia dos produtos da combustão, a temperatura adiabática T_{ad} , conforme a equação (2.3):

$$T_{ad} = \frac{PCI.\dot{m}_c}{\dot{m}_g.cpf} \quad (2.3)$$

onde:

cpf : calor específico dos gases na fornalha.

2.4.3 - TUBOS DE CONVECÇÃO

Para a transferência de calor nos tubos, admite-se que o número de tubos em cada passagem permanece constante, embora isto nem sempre aconteça na prática.

A viscosidade dinâmica, a condutividade térmica e o calor específico dos gases foram avaliados na temperatura média, ou seja, entre a temperatura na entrada e na saída dos tubos.

Estabelece-se em seguida o balanço de energia num elemento de comprimento δx : o calor perdido pelos gases quentes que passam através do elemento, deve ser igual ao calor transferido por convecção e radiação do gás quente para a parede do tubo, que é resfriada pela água do corpo da caldeira, conforme a Figura 2.3.

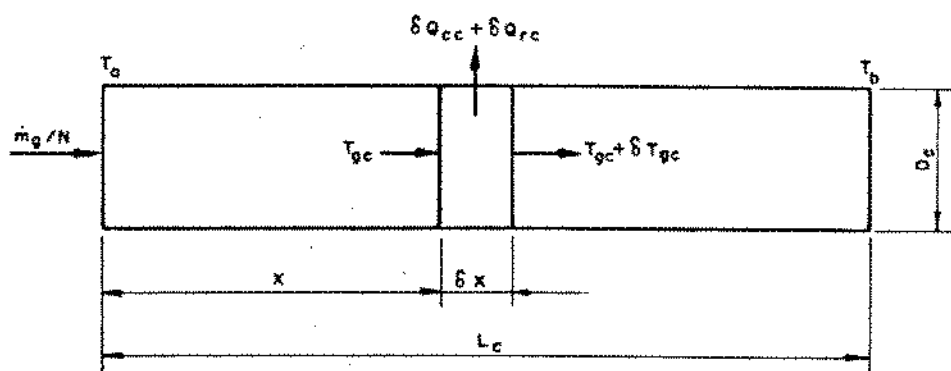


Figura 2.3 - Transferência de Calor nos Tubos de Convecção

O coeficiente de transferência de calor h_c , utilizado para o cálculo da transferência de calor por convecção dentro dos tubos, foi calculado pela expressão de Dittus-Boelter, válida para os seguintes limites de aplicação:

$$Re > 2300$$

$$0,7 < Pr < 120$$

$$h_c = \frac{0,023.k_c}{D_c} \cdot \left[\frac{4 \cdot \dot{m}_g}{\mu_c \cdot \pi \cdot D_c \cdot N} \right]^{0,8} \cdot \left[\frac{\mu_c \cdot c_{pc}}{k_c} \right]^{0,4} \quad (2.4)$$

onde:

c_{pc} : calor específico dos gases nos tubos;

D_c : diâmetro dos tubos de convecção;

h_c : coeficiente de transferência de calor nos tubos;

k_c : condutividade térmica dos gases nos tubos;

N : número dos tubos de convecção e

μ_c : viscosidade dinâmica dos gases nos tubos.

A taxa de transferência de calor δQ_{cc} em δx , é dada por:

$$\delta Q_{cc} = h_c \cdot \pi \cdot D_c \cdot \delta x \cdot (T_{gc} - T_v) \quad (2.5)$$

onde:

T_{gc} : temperatura dos produtos da combustão em δx e

T_v : temperatura da superfície interna da parede dos tubos.

A temperatura da superfície interna da parede dos tubos foi considerada como constante, e com valor igual à temperatura da água contida no corpo da caldeira. Isto é possível, porque o coeficiente de transferência de calor do lado externo do tubo, ou seja, junto à água em ebulição de piscina, é muito elevado quando comparado com o coeficiente de transferência de calor do lado interno do tubo.

A transferência de calor por radiação entre um gás e uma superfície é um problema complexo. Quando as superfícies são negras ou cinza escuras, a contribuição à troca radiante dos feixes que sofrem mais de uma reflexão na parede é menor e o

cálculo da troca de calor radiante entre gás-superfície é simplificado. Muitas superfícies industriais têm emitâncias acima de 0,8, sendo este um caso limite importante. A troca radiante Q_r entre um gás e uma superfície negra a temperatura uniforme T_j , é dada pela equação:

$$Q_r = A \cdot \sigma \cdot (\epsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_j^4) \quad (2.6)$$

onde:

A : área da superfície de troca;

T_g : temperatura do gás;

T_j : temperatura da superfície;

α_g : absortividade do gás;

ϵ_g : emissividade do gás e

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,6697E-8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$).

No caso de uma superfície cinza de emitância ϵ_v , a radiação inicialmente emitida por um gás em direção à superfície, é parcialmente absorvida e parcialmente refletida na superfície. A radiação refletida sofre uma absorção parcial na segunda incidência e uma reflexão parcial, e assim por diante, numa série infinita capaz de permitir a avaliação do calor absorvido.

A soma resultante fornece o fluxo radiante do gás para a superfície, menor do que o fluxo que ocorreria para a superfície negra, dado por um fator que deve estar entre ϵ_v e 1. Quando a emitância da superfície é alta ($\epsilon_v > 0,8$), este fator vale $(\epsilon_v + 1)/2$, conforme proposta de Hottel (1967):

$$Q_r = A \cdot \left(\frac{\epsilon_v + 1}{2} \right) \cdot (\epsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_j^4) \quad (2.7)$$

Aplicando esta equação para o elemento δx de tubo, conforme a Figura 2.3, vem:

$$\delta Q_{rc} = \sigma \cdot \left(\frac{\epsilon_v + 1}{2} \right) \cdot \pi \cdot D_c \cdot \delta x \cdot (\epsilon_c \cdot T_{gc}^4 - \alpha_c \cdot T_w^4) \quad (2.8)$$

onde:

Q_{rc} : transferência de calor por radiação nos tubos;

α_c : absortividade dos gases nos tubos de convecção e

ϵ_c : emissividade dos gases nos tubos de convecção.

O balanço de energia no elemento δx de tubo de convecção pode ser finalmente escrito como:

$$\dot{m}_g.C_{pc}.T_{gc} = \dot{m}_g.C_{pc}.(T_{gc} + \delta T_{gc}) + h_c.\pi.N.D_c.\delta x.(T_{gc} - T_v) + \sigma.\left(\frac{\epsilon_v + 1}{2}\right).\pi.N.D_c.\delta x.(\epsilon_c.T_{gc}^4 - \alpha_c.T_v^4) \quad (2.9)$$

Rearranjando, vem:

$$\frac{N.\pi.D_c.\delta x}{\dot{m}_g.C_{pc}} = \frac{-\delta T}{\sigma.\left(\frac{\epsilon_v + 1}{2}\right)(\epsilon_c.T_{gc}^4 - \alpha_c.T_v^4) + h_c.(T_{gc} - T_v)} \quad (2.10)$$

Com as condições de contorno:

$$x = 0 \quad T_{gc} = T_a$$

$$x = L_c \quad T_{gc} = T_b$$

onde :

L_c : comprimento total dos tubos de convecção;

T_a : temperatura do gás na saída da fornalha e

T_b : temperatura do gás na chaminé.

Uma integração numérica permite determinar o comprimento total L_c dos tubos de convecção:

$$L_c = \frac{-\dot{m}g.C_{pc}}{N \cdot \pi \cdot D_c} \int_{T_a}^{T_b} \frac{\delta T_{gc}}{\left\{ \sigma \cdot \left(\frac{\epsilon_v + 1}{2} \right) (\epsilon_c \cdot T_{gc}^4 - \alpha_c \cdot T_v^4) + h_c \cdot (T_{gc} - T_v) \right\}} \quad (2.11)$$

As propriedades térmicas foram calculadas conforme as tabelas do Anexo C.

2.4.4 - FORNALHA

Um esquema simples de uma fornalha tubular é mostrado na Figura 2.4, semelhante ao utilizado para os tubos de convecção, na qual, para um elemento de comprimento δx , há uma queda de temperatura δT_{gt} .

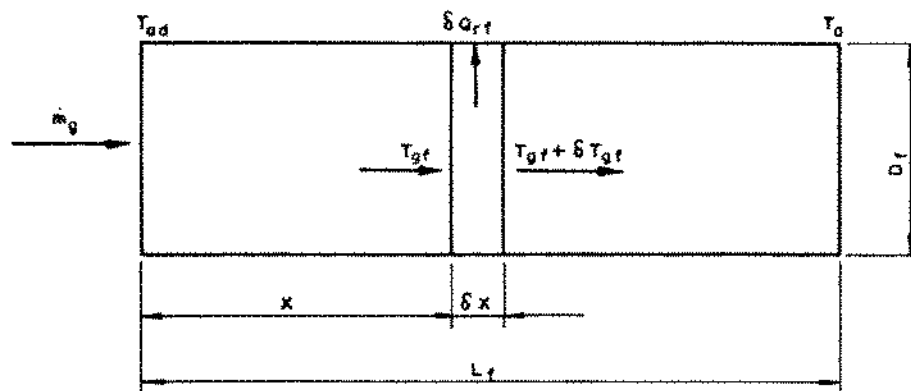


Figura 2.4 - Transferência de Calor Simplificada na Fornalha

O comprimento da fornalha L_f guarda uma relação com o comprimento total dos tubos de convecção e o número de trajetos N_{tr} , conforme a equação:

$$L_f = L_c / N_{tr} \quad (2.12)$$

A equação (2.7) pode ser simplificada quando aplicada à fornalha, desprezando T_v , pois $T_{gf}^4 \gg T_v^4$, e considerando a emitância da superfície da parede igual a 1, tal que:

$$\delta Q_{rf} = \sigma \cdot \pi \cdot D_f \cdot \delta x \cdot \epsilon_f \cdot T_{gf}^4 \quad (2.13)$$

onde:

Q_{rf} : transferência de calor por radiação na fornalha;

T_{gf} : temperatura dos gases na fornalha e

ϵ_f : emissividade dos gases na fornalha.

A equação do balanço de energia entre os gases que passam através do elemento de comprimento δx e o calor transferido por radiação é dada por:

$$\dot{m}_g \cdot C_{pf} \cdot T_{gf} = \dot{m}_g \cdot C_{pf} \cdot (T_{gf} + \delta T_{gf}) + \sigma \cdot \pi \cdot D_f \cdot \delta x \cdot \epsilon_f \cdot T_{gf}^4 \quad (2.14)$$

onde, inicialmente, não se considerou o calor trocado por convecção na fornalha.

Rearranjando a equação (2.14), obtém-se:

$$\frac{\delta T_{gf}}{T_{gf}^4} = \frac{-\sigma \cdot \pi \cdot D_f \cdot \epsilon_f}{\dot{m}_g \cdot C_{pf}} \cdot \delta x \quad (2.15)$$

onde as condições de contorno são:

$$\begin{aligned} x = 0 & \quad T_{gf} = T_{ad} \\ x = L_f & \quad T_{gf} = T_a \end{aligned}$$

A integração desta equação fornece o diâmetro D_f da fornalha:

$$D_f = \frac{\dot{m}_g \cdot C_{pf} \cdot (T_a^{-3} - T_{ad}^{-3})}{3 \cdot \sigma \cdot \pi \cdot \epsilon_f \cdot L_f} \quad (2.16)$$

Este cálculo requer um processo iterativo, já que a emissividade e a absorptividade dos gases dependem da temperatura e do diâmetro da fornalha, que devem ser inicialmente admitidos para darem a partida ao processo.

Numa segunda etapa, calcula-se o diâmetro da fornalha, levando em consideração a transferência de calor por radiação e por convecção, conforme esquematizado na Figura 2.5.

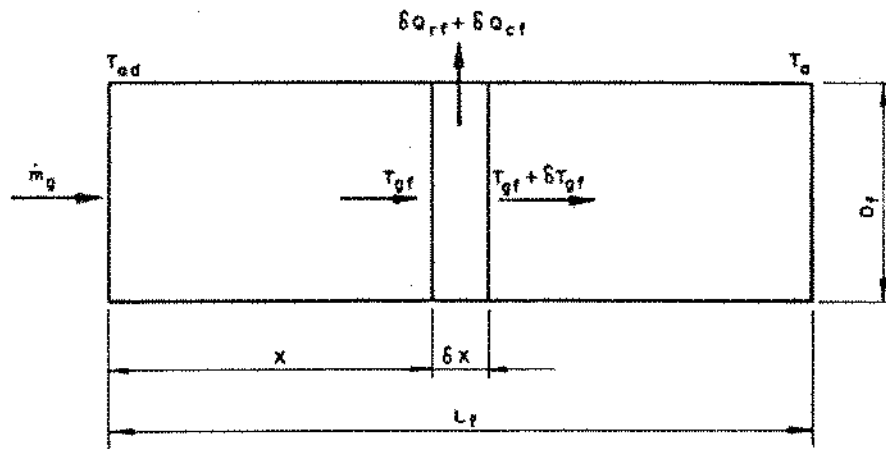


Figura 2.5 - Transferência de Calor na Fornalha

As mesmas equações de transferência de calor utilizadas nos tubos de convecção, agora são utilizadas na fornalha e as propriedades dos gases calculadas na temperatura média da fornalha. Assim:

$$\delta Q_{rf} = \sigma \left(\frac{\epsilon_v + 1}{2} \right) \cdot \pi \cdot D_f \cdot \delta x \cdot (\epsilon_f \cdot T_{gf}^4 - \alpha_f \cdot T_v^4) \quad (2.17)$$

onde:

α_f : absorptividade dos gases na fornalha.

$$\delta Q_{cf} = h_f \cdot \pi \cdot D_f \cdot \delta x \cdot (T_{gf} - T_v) \quad (2.18)$$

onde:

h_f : coeficiente de transferência de calor dos gases na fornalha e

Q_{cf} : transferência de calor por convecção na fornalha.

O balanço de energia fornece finalmente que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_g.c_{pf}.T_{gf} &= \dot{m}_g.c_{pf}.(T_{gf} + \delta T_{gf}) + h_f.\pi.D_f.\delta x.(T_{gf} - T_v) \\ &+ \sigma.\left(\frac{\epsilon_v + 1}{2}\right).\pi.D_f.\delta x.(\epsilon_f.T_{gf}^4 - \alpha_f.T_v^4) \end{aligned} \quad (2.19)$$

Rearranjando, tem-se:

$$\frac{\pi.D_f.\delta x}{\dot{m}_g.c_{pf}} = \frac{-\delta T_{gf}}{h_f.(T_{gf} - T_v) + \sigma.\left(\frac{\epsilon_v + 1}{2}\right).(\epsilon_f.T_{gf}^4 - \alpha_f.T_v^4)} \quad (2.20)$$

com as condições de contorno:

$$\begin{aligned} x &= 0 & T_{gf} &= T_{ad} \\ x &= L_f & T_{gf} &= T_a \end{aligned}$$

Fazendo uma integração numérica, obtém-se o diâmetro da fornalha:

$$D_f = \frac{-\dot{m}_g}{\pi.L_f} \int_{T_{ad}}^{T_a} \frac{c_{pf}.\delta T_{gf}}{\left\{ \sigma.\left(\frac{\epsilon_v + 1}{2}\right).(\epsilon_f.T_{gf}^4 - \alpha_f.T_v^4) + h_f.(T_{gf} - T_v) \right\}} \quad (2.21)$$

Com este diâmetro da fornalha, calcula-se os valores da emissividade e da absortividade dos gases.

Concluído o processo de cálculo nos tubos de convecção e na fornalha, pelo qual se obteve, respectivamente, o comprimento total dos tubos e o diâmetro da fornalha, passa-se para a etapa seguinte, que consiste no cálculo do rendimento térmico.

2.4.5 - RENDIMENTO TÉRMICO

O rendimento térmico de uma caldeira é dado pela razão entre o calor útil Q_u e o calor total Q_c , isto é:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_c} \quad (2.22)$$

onde:

Q_u : calor útil;

Q_c : calor total liberado pelo combustível e

η : rendimento térmico.

Como o calor útil é dado pela diferença entre o calor total fornecido pelo combustível Q_c e o calor perdido Q_p ,

$$Q_u = Q_c - Q_p \quad (2.23)$$

também pode-se escrever o rendimento como:

$$\eta = 1 - \frac{Q_p}{Q_c} \quad (2.24)$$

O rendimento pode ser calculado segundo o método do calor absorvido, através da equação (2.22) ou através do método das perdas, utilizando a equação (2.24).

Neste trabalho, o rendimento térmico é calculado através do método das perdas, sendo a equação (2.1) utilizada para estimar a descarga de combustível.

Para caldeiras flamotubulares, cujo combustível é um óleo, as perdas principais são: a perda da parede da caldeira por radiação e convecção natural para o ambiente e a perda no calor sensível dos produtos da combustão que saem pela chaminé.

A perda para o ambiente por radiação Q_{pr} existe devido à diferença de temperatura entre o revestimento da caldeira (alvenaria, chapa) e o ambiente e pode ser estimada por expressões de transferência de calor. Considerando a superfície como cinza, conforme Hottel (1967), a perda por radiação pode ser estimada pela seguinte equação:

$$Q_{pr} = \alpha \cdot \pi \cdot D_s \cdot L_f \cdot \epsilon_v \cdot (T_v^4 - T_{amb}^4) \quad (2.25)$$

onde:

D_s : diâmetro do casco da caldeira e

T_{amb} : temperatura ambiente.

O calor perdido por convecção natural em cilindros horizontais é dado pela seguinte expressão:

$$Q_{pc} = h_n \cdot \pi \cdot D_s \cdot L_f \cdot (T_v - T_{amb}) \quad (2.26)$$

onde o coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$h_n = k_{ar} \cdot Nu / D_s \quad (2.27)$$

e o número de Nusselt é dado pela expressão, conforme Sisson e Pitts (1972):

$$Nu^{1/2} = 0,6 + 0,387 \cdot \left\{ \frac{Gr \cdot Pr}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6} \quad (2.28)$$

válida para $10^{-5} < Gr \cdot Pr < 10^{12}$.

onde:

Pr é o número de Prandtl ($Pr = 0,7$) e

Gr é o número de Grashof.

Para este caso o número de Grashof vale:

$$Gr = g \cdot \beta \cdot (T_v - T_{amb}) \cdot D_s^3 / \nu_{ar}^2 \quad (2.29)$$

onde:

g : aceleração da gravidade ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$);

β : coeficiente de expansão volumétrica ($\beta \approx 1/T$) e

ν_{ar} : viscosidade cinemática do ar.

As propriedades do ar são avaliadas na temperatura média, ou seja: $(T_v + T_{amb})/2$.

A perda por calor sensível Q_{ps} normalmente é a maior perda em uma caldeira. Ela ocorre devido à temperatura mais elevada do que a do ambiente com que os produtos da combustão deixam a caldeira. Esta perda depende: da temperatura dos gases na saída da chaminé e do excesso de ar.

Nos combustíveis que contém enxofre, a temperatura de saída dos gases não pode ser inferior à temperatura de orvalho dos gases, tendo em vista o perigo da corrosão.

No processo de combustão, a maior parte do enxofre é oxidada para SO_2 e, uma pequena parte para SO_3 . O SO_3 causa um aumento no ponto de orvalho da água, que pode ir de 40°C para 140°C . A água no estado de vapor reage com o SO_3 gerando ácido sulfúrico.

O excesso de ar empregado deve ser o menor possível, necessário para a boa qualidade da combustão. A perda por calor sensível dos gases Q_{ps} pode ser calculada através da equação:

$$Q_{ps} = m_g \cdot C_{pc} \cdot (T_b - T_{amb}) \quad (2.30)$$

O cálculo do rendimento térmico da caldeira é feito utilizando o método das perdas, ou seja, utilizando as equações (2.24), (2.25), (2.26) e (2.30), tal que:

$$\eta = 1 - (Q_{pr} + Q_{pc} + Q_{ps}) / (m_c \cdot \text{PCI}) \quad (2.27)$$

O rendimento calculado é comparado com o rendimento admitido anteriormente, se o erro absoluto estiver fora de uma tolerância pré-definida, o valor calculado do rendimento é usado para novo cálculo da descarga de combustível através da equação (2.1) e, conseqüentemente, para um novo valor da descarga dos produtos da combustão.

Cumprida esta etapa, repete-se o procedimento do cálculo do comprimento dos tubos de convecção e do diâmetro da fornalha, obtém-se novo valor do rendimento e compara-se com o anterior, até a convergência do processo.

3 - VERIFICAÇÃO

O processo de verificação consiste em estabelecer se a caldeira geometricamente dimensionada na etapa anterior ou através de outro método, atende às condições de processo. Como foi visto no Capítulo 2, há três procedimentos mais usuais, disponíveis para gerar uma geometria para caldeiras flamotubulares.

Com a geometria já definida, pode-se determinar o perfil de temperatura ao longo da fornalha e dos tubos, a transferência de calor por radiação e convecção tanto na fornalha quanto nos tubos, o rendimento térmico, a queda de pressão, o peso da fornalha e dos tubos, além de verificar o regime de ebulição na face exterior dos tubos.

Para o processo de verificação, aplicou-se o método de Lobo Estendido. Este método se baseia no trabalho original de Lobo e Evans (1939), aprimorado em sua utilização, pois naquele trabalho, a região delimitada pela chama foi considerada como uma zona isotérmica, enquanto nesta tese, ela foi dividida em várias regiões isotérmicas, ou em cilindros isotérmicos, dado o formato da fornalha.

3.1 - MÉTODO DO LOBO ESTENDIDO

Este método compreende as seguintes hipóteses:

- A transferência de calor por radiação é desprezível na direção axial;
- O gradiente de temperatura na direção radial é desprezível;
- O escoamento dos produtos da combustão é pistonado, ou seja, o perfil de velocidades é uniforme ao longo da caldeira;
- A fornalha é dividida em fatias isotérmicas;
- A temperatura dos gases deixando uma fatia, é igual à temperatura média dos gases na fatia e
- A combustão é completa.

3.2 - DADOS DE ENTRADA

Os dados de entrada são:

- Demanda de vapor de água;
- Pressão de trabalho;
- Temperatura de saturação;
- Geometria da caldeira;
- Composição do combustível;
- Excesso de ar;
- Emitância da superfície da parede dos tubos;
- Tensão admissível do material do tubo;
- Pressão crítica da água;
- Perfil da emissividade da chama ao longo da fornalha;
- Número de fatias e
- Comprimento da chama.

3.3 - CÁLCULOS INICIAIS

Primeiramente se faz um balanço estequiométrico da reação do combustível com o ar, levando-se em conta o excesso de ar para saber quais os produtos da reação, admitindo que a combustão seja completa, conforme hipótese já mencionada.

Para o cálculo da descarga de combustível, estima-se um rendimento inicial e, através da equação (2.1), calcula-se a descarga de combustível necessária. Através da equação (2.2) é possível obter a descarga dos produtos, conforme já mencionado anteriormente.

O calor não é liberado pelo combustível instantaneamente assim que entra na fornalha, como ocorre no método da Câmara Longa, mas é liberado ao longo do comprimento da chama. Segundo Khalil e Abou-Arab (1978), o calor absorvido pela superfície da fornalha é proporcional à temperatura da chama e, conforme o trabalho experimental de Holliday e Thring (1957), pode-se observar uma correlação entre a temperatura do gás e a emissividade da chama ao longo da fornalha. Por analogia, considerou-se a curva de liberação de calor do combustível ao longo do comprimento da chama proporcional à emissividade da mesma.

A curva de liberação de energia pela chama não é normalmente disponível, embora possa ser fornecida por alguns fabricantes de queimadores. O formato desta curva, se constante, linear, ou parabólica, por exemplo, tem efeito nos resultados do cálculo, conforme estudado por Santos (1991). Na ausência de dados disponíveis diretamente dos fornecedores de queimadores, optou-se, neste trabalho, por considerar a curva de liberação proporcional à emissividade da chama.

Isto foi feito para poder resolver a equação de energia em cada fatia na região da chama, para determinar sua temperatura e,

consequentemente, a transferência de calor por radiação e convecção.

A curva de emissividade da chama ao longo do comprimento da fornalha foi obtida do trabalho de Holliday e Thring (1957), conforme a Figura 3.1.

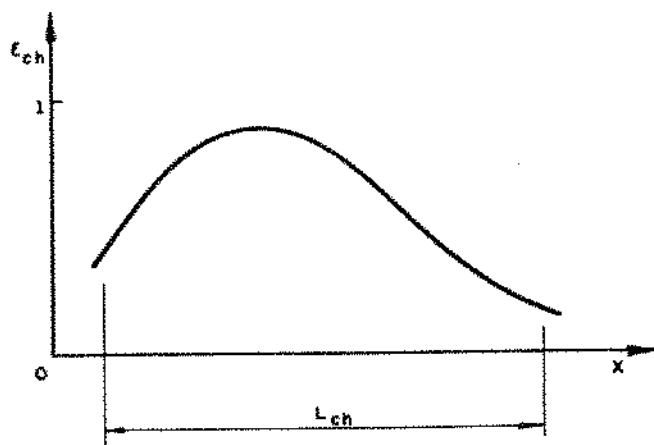


Figura 3.1 - Emissividade da Chama ao Longo da Fornalha

Sendo ϕ_i a parcela do calor do combustível liberado na i -ésima fatia, tem-se:

$$\phi_i = \frac{\int_{\lambda_{i-1}}^{\lambda_i} \epsilon_{ch}(\lambda) \cdot \delta\lambda}{\int_0^1 \epsilon_{ch}(\lambda) \cdot \delta\lambda} \quad (3.1)$$

onde:

L_{ch} : comprimento da chama;

x : posição ao longo do eixo axial;

ϵ_{ch} : emissividade da chama

λ : comprimento adimensional, posição ao longo do eixo axial dividida pelo comprimento da chama ($\lambda = x/L_{ch}$).

com
$$\sum_{i=1}^n \phi_i = 1 \quad (3.2)$$

onde a somatória vale para a região delimitada pela chama.

No Anexo B são encontrados os valores da emissividade para alguns combustíveis ao longo do comprimento da fornalha.

3.4 - BALANÇO DE ENERGIA NA FORNALHA

Na fornalha, os cálculos estão divididos em três etapas:

- Balanço de energia na primeira fatia;
- Balanço de energia ao longo das fatias onde existe a chama e
- Balanço de energia nas fatias onde já não existe mais chama, isto é, onde não há mais combustão, só existindo os produtos da combustão.

3.4.1 - BALANÇO DE ENERGIA NA PRIMEIRA FATIA

A Figura 3.2 mostra os vários termos que participam do balanço de energia na primeira fatia, na qual existe a admissão do combustível e do ar para a combustão.

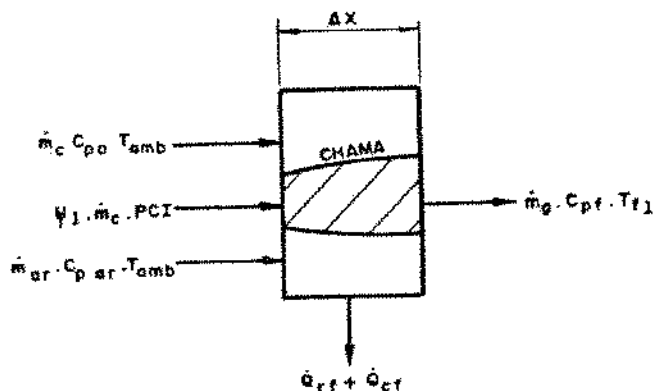


Figura 3.2 - Transferência de Calor na Primeira Fatia

onde:

c_{par} : calor específico do ar;

c_{po} : calor específico do combustível;

\dot{m}_{ar} : descarga de ar;

Δx : comprimento de cada fatia e

q_1 : primeira parcela do calor do combustível liberado na fatia.

Pode-se observar na, Figura 3.2 os itens correspondentes ao calor sensível do combustível e do ar, a parcela do calor liberado pelo combustível, o calor transferido por radiação, o calor transferido por convecção e a entalpia dos gases que deixam a primeira fatia e entram na segunda fatia.

A transferência de calor por radiação de um gás real para a superfície da parede da fornalha pode ser dada pela equação (3.3), conforme Hottel (1967):

$$Q_{rf} = \pi D_f \Delta x \sigma \overline{GS} (T_{f1}^4 - T_v^4) \quad (3.3)$$

onde:

\overline{GS} : fator de troca direta gás-superfície.

O fluxo radiante de um volume de gás cinza isotérmico para um elemento de área negro sobre a superfície considerada é proporcional ao poder emissivo de um corpo negro na temperatura do meio envolvido. A constante de proporcionalidade tem a dimensão de área e é chamada de fator de troca direta gás-superfície, denotada por \overline{GS} , isto é,

$$\overline{GS} = Q_{g-s}/E_g \quad (3.4)$$

onde:

E_g : poder emissivo do gás e

Q_{g-s} : calor trocado entre o gás e a superfície.

O fator de troca direta gás-superfície \overline{GS} é uma função do

coeficiente de absorção do meio, de alguma dimensão característica do sistema, da forma do volume gasoso e das orientações relativas.

Para um gás cinza a uma temperatura T_g e uma superfície a T_v , num sistema fonte-sorvedouro simples, o fator de troca é dado por:

$$\overline{GS} = \frac{A}{\frac{1}{\epsilon_g} + \frac{1}{\epsilon_v}} \quad (3.5)$$

Ao se adotar o modelo de gás real, a taxa de transferência de calor dada por $\overline{GS} \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_v^4)$ passa para $\sigma \cdot (\overline{GS} \cdot T_g^4 - \overline{SG} \cdot T_v^4)$. Na faixa de operação das fornalhas industriais \overline{GS} varia inversamente com a temperatura do gás e \overline{SG} varia da mesma maneira com T_v , isto é:

$$\overline{GS} \cdot T_g = \overline{SG} \cdot T_v \quad (3.6)$$

Então, fazendo a substituição, tem-se:

$$\overline{GS} = \frac{A}{\frac{1}{\epsilon_g} + \frac{1}{\epsilon_v}} \cdot \left[\frac{1 - (T_w/T_g)^3}{1 - (T_v/T_g)^4} \right] \quad (3.7)$$

No cálculo do fator de troca direta, onde existe a chama, ϵ_g é a emissividade da chama e onde só existem os gases quentes, isto é, os produtos da combustão, ϵ_g é a emissividade da mistura de dióxido de carbono (CO_2) com o vapor de água (H_2O).

O calor trocado por convecção é dado por:

$$Q_{cf} = h_f \cdot \pi \cdot D_f \cdot \Delta x \cdot (T_{f1} - T_v) \quad (3.8)$$

Um balanço de energia na primeira fatia, conforme a Figura 3.2, junto com a utilização das equações (3.3) e (3.8), fornece:

$$m_c.C_{po}.T_{amb} + m_{ar}.C_{par}.T_{amb} + \rho_1.m_c.PCI = m_g.C_{pf}.T_{f1} + h_f.\pi.D_f.\Delta x.(T_{f1} - T_v) + \sigma.\pi.D_f.\Delta x.\overline{\epsilon S}.(T_{f1}^4 - T_v^4) \quad (3.9)$$

Aplicando o método de Newton-Raphson, pode-se obter, iterativamente, a temperatura do gás na primeira fatia, considerada uniforme. Com o resultado da temperatura, pode-se calcular a transferência de calor por radiação e por convecção.

O coeficiente de transferência de calor, para o caso do escoamento turbulento, foi calculado pela equação de Dittus-Boelter:

$$h_f = \frac{0,023.k_f}{D_f} \cdot \left[\frac{4.m_g}{\pi.D_f.\mu_f} \right]^{0,8} \cdot \left[\frac{\mu_f.C_{pf}}{k_f} \right]^{0,4} \quad (3.10)$$

e o coeficiente de transferência de calor, para o caso do escoamento laminar no interior de tubos, foi calculado pela seguinte expressão:

$$h_f = \frac{0,0668.(D_f/L_f).Re.Pr}{1 + 0,04.[(D_f/L_f)Re.Pr]^{2/3}} \quad (3.10a)$$

3.4.2 - BALANÇO DE ENERGIA AO LONGO DA FATIA ONDE EXISTE CHAMA

O balanço de energia aplicado numa zona onde existe chama, conforme esquematizado na Figura 3.3, fornece:

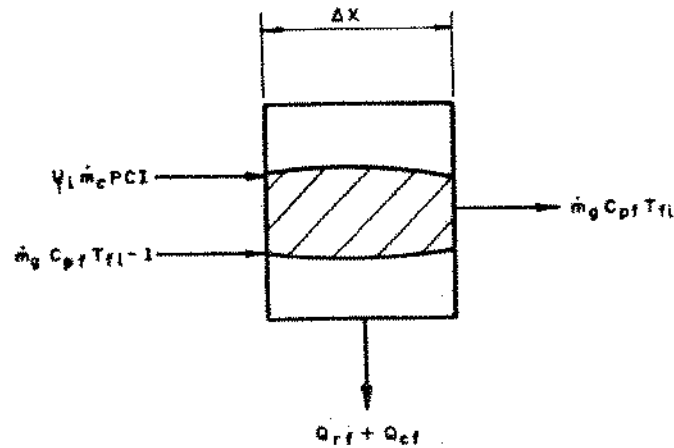


Figura 3.3 - Balanço de Energia ao Longo de uma Fatia onde Existe Chama

$$\psi_L \dot{m}_c PCI + \dot{m}_g c_{pf} T_{fi-1} = \dot{m}_g c_{pf} T_{fi} + h_f \pi D_f \Delta x (T_{fi} - T_w) + \sigma \pi D_f \Delta x \bar{\epsilon}_s (T_{fi}^4 - T_w^4) \quad (3.11)$$

onde a diferença em relação à expressão (3.9), é que não se incluiu o calor sensível do ar de combustão e do combustível.

Utilizando o método de Newton-Raphson, obtém-se, iterativamente, a temperatura do gás na fatia e, finalmente, a transferência de calor por radiação e convecção.

3.4.3 - BALANÇO DE ENERGIA ONDE HÁ APENAS PRODUTOS DA COMBUSTÃO

O balanço de energia numa fatia onde há apenas produtos de combustão, conforme a Figura 3.4, fornece:

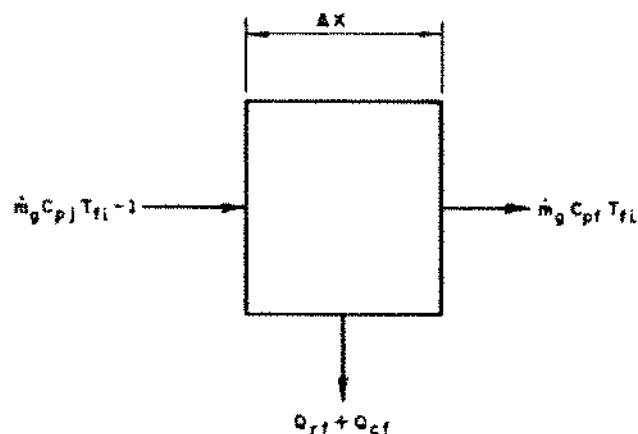


Figura 3.4 - Balanço de Energia numa Fatia onde Há Apenas Produtos da Combustão

$$\begin{aligned} \dot{m}_g C_{pf} T_{fi-1} &= \dot{m}_g C_{pf} T_{fi} + h_f \pi D_f \Delta x (T_{fi} - T_v) \\ + \quad \sigma \pi D_f \Delta x \overline{GS} (T_{fi}^4 - T_v^4) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Novamente, utilizando o método de Newton-Raphson, obtém-se a temperatura dos gases nestas fatias e, conseqüentemente, a transferência de calor por radiação e convecção.

3.5 - BALANÇO DE ENERGIA NOS TUBOS DE CONVECÇÃO

O balanço de energia nos tubos da região de convecção da caldeira escocesa segue o procedimento análogo ao empregado na fornalha, conforme indicado na Figura 3.5. O calor de radiação nos tubos de convecção é dado pela equação (3.13) e o calor de convecção é dado pela equação (3.14), conforme segue:

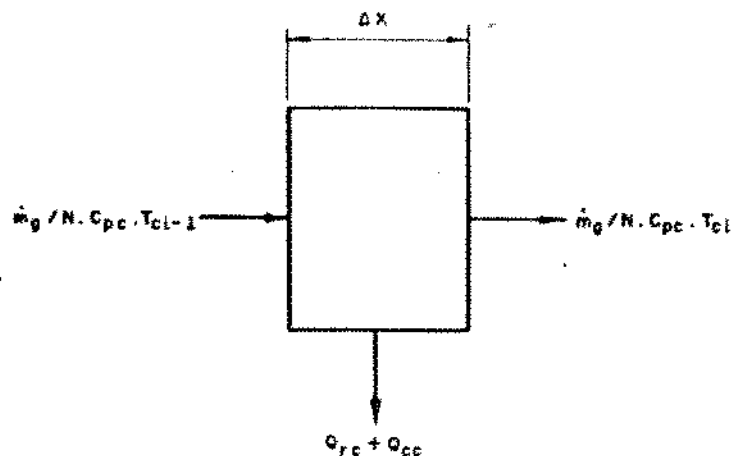


Figura 3.5 - Balanço de Energia em uma Fatia da Região de Convecção

$$Q_{rc} = \pi . D_c . \Delta x . \sigma . \overline{GS} . (T_{ci}^4 - T_v^4) \quad (3.13)$$

$$Q_{cc} = h_c . \pi . D_c . \Delta x . (T_{ci} - T_v) \quad (3.14)$$

onde:

T_{ci} : temperatura dos gases na i-ésima fatia dos tubos de convecção.

$$\begin{aligned} \dot{m}_g . C_{pc} . T_{ci-1} &= \dot{m}_g . C_{pc} . T_{ci} + h_c . N . \pi . D_c . \Delta x . (T_{ci} - T_v) \\ &+ \sigma . N . \pi . D_c . \Delta x . \overline{GS} . (T_{ci}^4 - T_v^4) \end{aligned} \quad (3.15)$$

Iterativamente, utilizando o método de Newton-Raphson, chega-se à temperatura dos gases em cada fatia dos tubos de convecção.

3.6 - CÁLCULO DO RENDIMENTO TÉRMICO

O rendimento térmico da caldeira é calculado conforme a seção 2.4.5, vista anteriormente.

3.7 - CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO NO CIRCUITO DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO

O cálculo da queda de pressão levou em consideração a queda de pressão dos gases por atrito na parede dos tubos e as quedas de pressão localizadas devido à variação de seção do escoamento, bem como à mudança de direção do escoamento dos gases.

A queda de pressão Δp_1 dos gases por atrito na parede em escoamento turbulento, foi obtida da equação clássica de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p_1 = \sum_{i=1}^{N_p} f_i \cdot \frac{\Delta x_i}{D_c} \cdot \rho_{ci} \cdot \frac{V_i^2}{2} \quad (3.16)$$

onde:

N_p : Nf. Ntr;

V : velocidade dos gases;

f : fator de atrito;

ρ_c : densidade dos gases e

Δx_i : comprimento de cada fatia.

O fator de atrito foi calculado pela expressão de Colebrook, fornecida no trabalho de Zigrang e Sylvester (1982):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.1 \log \left\{ \frac{\xi/D_c}{3.7} - \frac{5.02}{Re} \cdot \log \left[\frac{\xi/D_c}{3.7} - \frac{5.02}{Re} \cdot \log \left[\frac{\xi/D_c}{3.7} + \frac{13}{Re} \right] \right] \right\} \quad (3.17)$$

válida para $2 \cdot 10^3 < Re < 1 \cdot 10^8$ e $1 \cdot 10^{-3} \leq \xi/D_c \leq 0,05$

onde:

Re : número de Reynolds e

ξ : rugosidade relativa do tubo.

e para o caso de regime laminar, utilizou-se a seguinte expressão:

$$f = 64/Re \quad (3.17a)$$

Nas caldeiras flamotubulares ocorre contração e expansão do escoamento, devido à câmara de retorno dos gases. A Figura 3.6 mostra um esquema de um feixe de tubos, indicando as perdas envolvidas e podendo-se notar um pequeno ganho na expansão, como indicado.

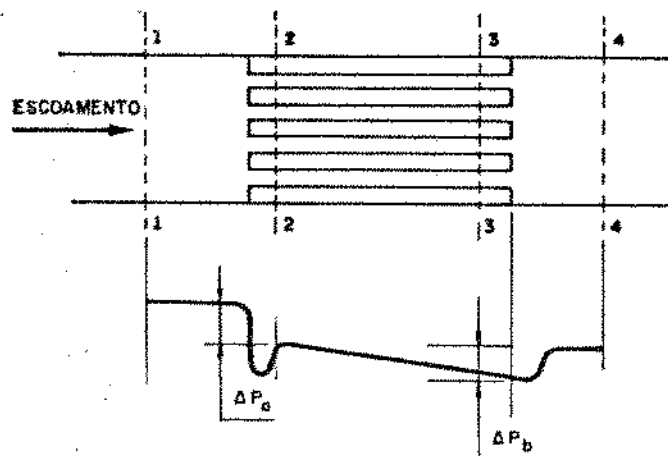


Figura 3.6 - Queda de Pressão na Contração e Expansão do Escoamento na Entrada e Saída de um Feixe de Tubos

A queda de pressão na entrada ocorre em duas etapas. A primeira é a queda de pressão devido somente à mudança de área do escoamento, sem levar em consideração o atrito. A segunda etapa é a queda de pressão devido à expansão livre irreversível que segue à contração abrupta, no qual surge a separação da camada limite, caracterizada pela vena contracta e, conseqüentemente, a queda de pressão devido à variação da quantidade de movimento associada com a mudança do perfil de velocidade do escoamento à jusante da vena contracta.

A queda de pressão Δp_2 na entrada pode ser expressa da seguinte forma:

$$\Delta p_2 = \frac{V^2}{2} \cdot (1 - q^2) + K_{con} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (3.18)$$

onde:

K_{con} : coeficiente de contração abrupta e

q : relação entre a área do escoamento livre no feixe e a área frontal.

O componente irreversível da queda de pressão, na contração abrupta, é dado pelo segundo termo da expressão em função do coeficiente K_{con} .

A elevação da pressão Δp_s na saída do feixe tubular, é dividida em duas partes. A primeira é a elevação da pressão devido à mudança de área da seção, sem levar em consideração o atrito, idêntica ao termo correspondente da queda de pressão na entrada. A segunda parte é a queda de pressão associada à expansão livre irreversível e à variação da quantidade de movimento, seguida de uma expansão abrupta; este termo é subtraído do anterior. Assim:

$$\Delta p_s = \frac{V^2}{2} \cdot (1 - q^2) - K_{exp} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (3.19)$$

onde:

K_{exp} : coeficiente de expansão abrupta.

Os coeficientes de contração e expansão abruptas são obtidos a partir de dados experimentais, sendo variável independente a razão q entre a área de escoamento livre no feixe e a área frontal. Para o caso da caldeira flamotubular escocesa, esta razão foi calculada entre a área da seção da fornalha ou a área da seção dos tubos de convecção e a área da seção de retorno dos gases.

Nesta dissertação analisou-se caldeiras com 1, 2 e 3 trajetos, tendo-se calculado os valores correspondentes de q , conforme segue.

3.7.1 - CÁLCULO DE q PARA CALDEIRAS COM 1 TRAJETO

e Expansão

$$q = \frac{\text{Área da seção da fornalha}}{\text{Área da seção de retorno}} = \left(\frac{D_f}{D_s} \right)^2 \quad (3.20)$$

⊗ Contração

$$q = \frac{\text{Área da seção dos tubos}}{\text{Área da seção de retorno}} = N \cdot \left(\frac{D_c}{D_s} \right)^2 \quad (3.21)$$

3.7.2 - CÁLCULO DE q PARA CALDEIRAS COM 2 TRAJETOS

⊗ Expansão na Primeira Volta

$$q = \frac{\text{Área da seção da fornalha}}{\text{Área da seção de retorno}} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_f^2}{0,5 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 + \frac{\pi}{4} \cdot D_f^2 \right)} = \frac{2 \cdot D_f^2}{D_s^2 + D_f^2} \quad (3.22)$$

⊗ Contração na Primeira Volta

$$q = \frac{\text{Área dos tubos na 1ª volta}}{\text{Área da seção de retorno}} = \frac{2 \cdot N \cdot D_c^2}{D_s^2 + D_f^2} \quad (3.23)$$

⊗ Expansão na Segunda Volta

$$q = \frac{\text{Área dos tubos na 1ª volta}}{\text{Área da seção de retorno}} = \frac{N \cdot D_c^2}{D_s^2 + D_f^2} \quad (3.24)$$

⊗ Contração na Segunda Volta

Neste caso a expressão é a mesma da equação (3.24).

3.7.3 - CÁLCULO DE q PARA CALDEIRAS COM 3 TRAJETOS

⊗ Expansão na Primeira Volta

$$q = \frac{\text{Área da seção da fornalha}}{\text{Área da seção de retorno}} = \frac{\pi \cdot D_f^2 / 4}{\frac{\pi}{4} \cdot \left[D_f^2 + \frac{N \cdot D_c^2}{x_l} \right]}$$

$$= \frac{N \cdot D_f^2}{D_f^2 + N \cdot D_c^2 / x_l} \quad (3.25)$$

onde:

x_l : distância de centro a centro dos tubos de convecção

⊗ Contração na Primeira Volta

$$q = \frac{\text{Área dos tubos na 1ª volta}}{\text{Área da seção de retorno}} = \frac{N \cdot D_c^2}{D_f^2 + N \cdot D_c^2 / x_l} \quad (3.26)$$

⊗ Expansão e Contração na Segunda Volta

$$q = \frac{\text{Área da seção dos tubos}}{\text{Área da seção de retorno}} = \frac{N \cdot \pi \cdot D_c^2 / 4}{\frac{1}{2} \left[\frac{\pi \cdot D_s^2}{4} + \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{N \cdot D_c^2}{x_l} + D_f^2 \right) \right]}$$

$$= \frac{2 \cdot N \cdot D_c^2}{D_s^2 + D_f^2 + N \cdot D_c^2 / x_l} \quad (3.27)$$

⊕ Expansão e Contração na Terceira Volta

$$q = \frac{\text{Área da seção dos tubos}}{\text{Área da seção de retorno}} = \frac{N \cdot \pi \cdot D_c^2 / 4}{\frac{\pi \cdot D_s^2}{4} - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{N \cdot D_t^2}{x_t} + D_f^2 \right)}$$

$$= \frac{N \cdot D_c^2}{D_s^2 - D_f^2 - N \cdot D_c^2 / x_t} \quad (3.28)$$

Os coeficientes de expansão e contração abruptas foram extraídos dos gráficos de Kays e London (1954), aos quais se ajustou curvas, conforme a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Coeficientes de Expansão e Contração Abruptas

Coeficiente	Re	C U R V A
KCON	≤ 10000	- 0,4q + 0,5
	> 10000	- 0,4q + 0,4
KEXP	≤ 10000	1 - 2,0836q + 0,9821q ²
	> 10000	1 - 2q + q ²

Finalmente, a queda de pressão Δp_{tot} total nos tubos é dada pela expressão:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_1 + \Delta p_2 - \Delta p_3 \quad (3.29)$$

3.8 - CÁLCULO DO PESO DA FORNALHA E DOS TUBOS

O custo do investimento da caldeira está ligado diretamente ao peso do material empregado na fornalha e nos tubos da região de convecção, podendo-se admitir o restante do custo do investimento como diretamente proporcional a este custo.

A espessura da parede dos tubos de convecção é obtida através de tabelas que contém as dimensões padronizadas usuais, sendo que uma delas se encontra no Anexo D. A espessura da parede da fornalha e_f é calculada de acordo com a expressão de Timoshenko (1975), admitindo que o tubo está submetido a uma pressão constante:

$$e_f = \frac{p_t \cdot D_f}{2 \cdot \sigma_{adm}} \quad (3.30)$$

onde:

p_t : pressão de trabalho (ou de saturação) e

σ_{adm} : tensão admissível do material da fornalha.

Assim, o peso da fornalha e dos tubos W é dado pela expressão:

$$W = \rho_{aço} \cdot \pi \cdot [(D_f + e_f) \cdot e_f \cdot L_f + N \cdot L_c \cdot e_c \cdot (D_c + e_c)] \quad (3.31)$$

onde:

e_c : espessura dos tubos de convecção e

$\rho_{aço}$: densidade do aço.

3.9 - VERIFICAÇÃO DO REGIME DE EBULIÇÃO

A água da caldeira, que envolve a fornalha e o feixe tubular, passa do estado líquido para o de vapor ao receber o calor liberado pela combustão. Na superfície da parede externa dos tubos ocorre a mudança de fase por ebulição. O interesse neste modo de transferência de calor foi inicialmente suscitado por sua larga aplicação comercial - no uso de refervedores em tubos de caldeiras de vapor, em refrigeração, em evaporadores de ar condicionado, etc.

Os dois casos de ebulição mais comuns são denominados de ebulição estacionária e ebulição convectiva em escoamento forçado.

A ebulição estacionária em sua forma mais simples, pode ocorrer quando uma superfície a uma temperatura superior à de saturação de um líquido é exposta ao líquido em questão, que está próximo ou acima da condição de saturação, não havendo agitação externa ou correntes de convecção forçada. A Figura 3.7 mostra uma curva de ebulição típica, onde existem quatro regimes principais, cada um deles representando um mecanismo totalmente diferente de transferência de calor.

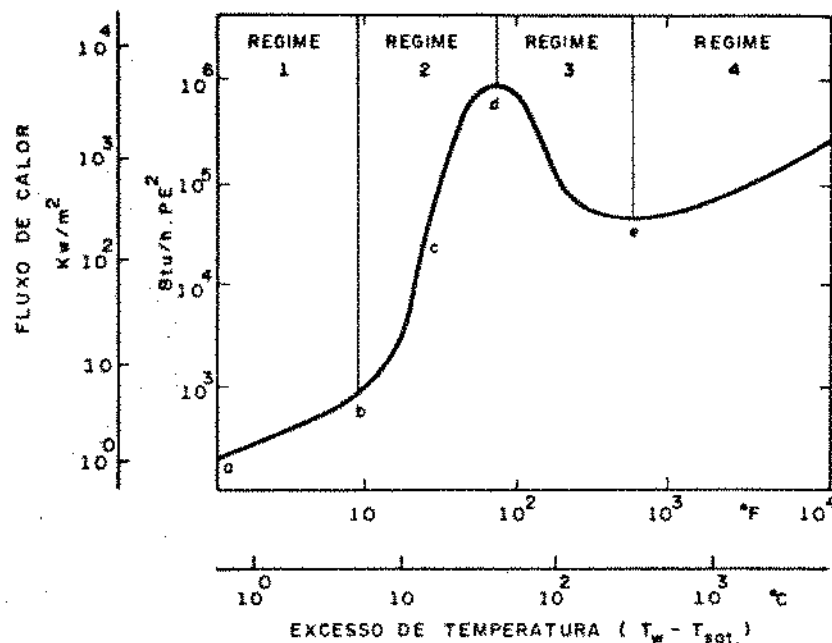


Figura 3.7 - Curva Típica de Ebulição Estacionária para a Transferência de Calor de um Fio a T_w para Água a Pressão Atmosférica

No regime 1, não existe nenhuma mudança de fase, e a transferência de calor é devida somente à convecção natural. À medida que a temperatura da parede aumenta em relação à temperatura de saturação, ou seja, quando tende ao ponto b da Figura 3.7, a mudança de fase começa a ocorrer com a formação de bolhas em sítios de nucleação ao longo da superfície.

O mecanismo de transporte de calor no regime 2, o regime de ebulição nucleada, é muito complexo - o calor é removido da superfície tanto pelo processo de vaporização quanto por correntes

convectivas de alta velocidade associadas com o movimento das bolhas. Na maior parte das situações de ebulição estacionária com nucleação, o transporte de energia por vaporização é consideravelmente menor do que o fluxo total de calor.

Quando o excesso de temperatura passa através do ponto c, ocorre uma inflexão na curva, em consequência do aumento da nucleação, sendo que as bolhas coalescem para formar colunas contínuas de vapor. À medida que o ponto d se aproxima, os sítios de nucleação tornam-se tão numerosos que a interferência das colunas, a partir dos sítios individuais, produz uma redução do fluxo de calor removido. Isto produz um valor local máximo para o fluxo de calor, denominado fluxo de calor crítico.

O aumento do excesso de temperatura além do ponto d, produz uma ebulição de transição, descrita pelo regime 3 da Figura 3.7. O mecanismo real da ebulição nucleada é muito complexo. O fenômeno parece oscilar entre ebulição nucleada e pelicular, sendo que algumas vezes a superfície é recoberta por uma película de vapor e a seguir retorna à condição de nucleação.

À medida que o excesso de temperatura cresce até o ponto e, o mecanismo de transferência de calor se transforma na ebulição pelicular (regime 4). Neste caso, a superfície aquecida está completamente separada do líquido por uma película de vapor. Neste regime, admite-se que o transporte de calor através da película de vapor ocorre por condução e radiação para a interface líquido-vapor, onde o líquido está se vaporizando. Para valores moderados do excesso de temperatura, o fluxo de calor na ebulição pelicular é bastante pequeno devido à resistência térmica deste filme de vapor. O efeito da radiação torna-se de importância crescente para temperaturas elevadas na superfície, sobretudo quando acompanhada por elevada emitância da superfície.

No projeto de caldeiras flamotubulares procura-se trabalhar em regime de ebulição estacionária nucleada, evitando a ebulição pelicular. A correlação de Mostinski é disponível para situar o regime de trabalho, fornecendo o valor do fluxo de calor máximo $Q_{\text{máx}}$ que pode ser obtido, evitando a ebulição pelicular:

$$Q_{\text{máx}} = 0,367.p_{\text{cr}}.(p_v/p_{\text{cr}})^{0,35}.(1 - p_v/p_{\text{cr}})^{0,6} \quad (3.32)$$

onde:

p_{cr} : pressão crítica da água (N/m^2) e

p_v : pressão em que a água está submetida (N/m^2).

Assim sendo, calcula-se a transferência de calor por radiação e convecção na fornalha, divide-se pela área de troca térmica e verifica-se:

$$\frac{(Q_{\text{rf}} + Q_{\text{cf}})}{\pi.D_f^2/4} < Q_{\text{máx}} \quad (3.33)$$

Se a equação (3.33) for verdadeira, então a ebulição pelicular não ocorre.

O mesmo raciocínio se aplica aos tubos de convecção, considerando-se a área de troca térmica dos tubos:

$$\frac{(Q_{\text{rc}} + Q_{\text{cc}})}{N.\pi.D_c^2/4} < Q_{\text{máx}} \quad (3.34)$$

Se a equação (3.34) for verdadeira, então não acontece a ebulição pelicular.

O Anexo E traz o diagrama de blocos para o programa desenvolvido para a aplicação do Método do Lobo Estendido.

4 - OTIMIZAÇÃO DO PROJETO

Há uma série de opções geométricas para uma caldeira com uma capacidade de produção de vapor estipulada e que atenda às condições de processo. Estas opções correspondem às geometrias geradas durante o processo de Dimensionamento e que se mostraram satisfatórias após a Verificação.

A caldeira "ótima" visa o menor custo, que para caldeiras flamotubulares, compreende dois custos principais: o custo de capital e os custos operacionais.

O custo de capital corresponde aos gastos relativos a ítems, cujos benefícios à empresa abrangem período superior a um ano. No caso do projeto de caldeiras flamotubulares, o custo de capital, levado em consideração, compreende o preço da caldeira no mercado, que envolve principalmente o material utilizado, os equipamentos auxiliares, etc.

Os custos operacionais são representados por despesas relativas a ítems, cujos serviços serão úteis à empresa num período igual ou inferior a um ano. Os custos operacionais levados em consideração nesse trabalho foram o custo do consumo de combustível e o da energia elétrica necessária para a movimentação dos gases.

4.1 - CUSTO DE CAPITAL

O custo de capital levado em consideração foi o do valor da caldeira no mercado nacional, conforme dados da ATA Combustão Técnica, maior fabricante nacional deste tipo de caldeira, que forneceu os preços de alguns tipos de caldeira, conforme a tabela que se segue.

Tabela 4.1 - Preço de Caldeiras Flamotubulares Escocesas no Mercado Nacional, com a Correspondente Área de Troca Térmica

TIPO	Preço (US\$)	Área (m ²)
ATA - 6	46.572,48	25
ATA - 8	51.020,41	31
ATA - 14	75.353,22	62
ATA - 18	102.040,82	100
ATA - 22	131.344,85	148
ATA - 28	188.383,05	248

O cálculo do preço da caldeira foi feito através de uma correlação com a área de troca térmica, dada pela equação:

$$C_c = 636,595.A_{st} + 33.974,263 \quad (4.1)$$

onde:

A_{st} : Área de troca térmica e

C_c : Custo de capital.

A área de troca térmica é calculada pela soma da área superficial da fornalha e dos tubos de convecção, conforme a equação (4.2):

$$A_{st} = \pi.[L_f.D_f + N.L_c.D_c] \quad (4.2)$$

Existem dois fatores que influenciam no custo de capital, que são a vida útil e a taxa de juros.

Vida útil é o tempo total de operação da caldeira, levando-se em conta os tempos de parada e, conforme os fabricantes da ATA, é de aproximadamente dez anos.

A taxa de juros representa a porcentagem do montante que uma pessoa deve pagar pelo uso do dinheiro de terceiros durante um certo período .

Se a taxa de juros for considerada zero, o custo de capital mensal C_{cm} torna-se:

$$C_{cm} = C_c / (t_{eq} \cdot 12) \quad (4.3)$$

onde:

t_{eq} : vida útil do equipamento em anos.

Se a taxa de juros for diferente de zero, então a parcela anual $Parc$ será:

$$Parc = \frac{C_c \cdot [t_j \cdot (1 + t_j)^{t_{eq}}]}{(1 + t_j)^{t_{eq}} - 1} \quad (4.4)$$

onde:

t_j : taxa de juros anual.

O cálculo do custo de capital mensal C_{cmj} , levando-se em conta a taxa de juros, é dado pela equação (4.5).

$$C_{cmj} = Parc / 12 \quad (4.5)$$

4.2 - CUSTOS OPERACIONAIS

Os custos operacionais levados em consideração foram, conforme mencionado anteriormente, o custo de energia elétrica e o custo do consumo de combustível.

4.2.1 - CUSTO DA ENERGIA ELÉTRICA

O custo da energia elétrica está relacionado com a potência dos ventiladores e esta com a queda de pressão dos gases no

circuito de tubos que compoem a caldeira. A potência dos ventiladores Pot é dada pela equação:

$$Pot = \frac{\Delta p_{tot} \cdot mc \cdot r_{ac}}{\rho c} \quad (4.6)$$

onde:

r_{ac} : razão ar-combustível.

O custo da energia elétrica mensal Celm compreende o valor do quilowatt-hora da energia e a potência dos ventiladores, sendo dado pela equação abaixo:

$$Cel_m = \frac{Pot \cdot (20/382,20) \cdot 2,592}{3,6} \quad (4.7)$$

4.2.2 - CUSTO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

O custo do consumo de combustível mensal Com está diretamente relacionado com a descarga de combustível e com o preço do combustível, sendo que o consumo de combustível é função do rendimento térmico:

$$Com = mc \cdot (51,58/382,20) \cdot 2592000 \quad (4.8)$$

Todos os custos são dados em dólares. O valor de 382,20 corresponde à cotação do dolar no mês de Agosto de 1991, o valor de 20 se refere ao preço da energia elétrica no mesmo período e o valor de 51,58 diz respeito ao preço do óleo BPF, também na mesma data. As outras constantes que aparecem nas equações (4.3), (4.5), (4.7) e (4.8) se referem à quantidade de meses, conversão de uma unidade para outra.

4.3 - CUSTO TOTAL

O custo total mensal é dado pela soma dos custos de capital e operacionais, ou seja, correspondem ao custo de investimento da caldeira, da energia elétrica e do consumo de combustível, sendo dado pela equação:

$$C_{tm} = C_{cm} + C_{elm} + C_{om} \quad (4.9)$$

A caldeira otimizada corresponde ao menor custo total mensal.

5 - APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Como já foi visto anteriormente, o projeto de uma caldeira flamotubular envolve a geração de uma geometria, tentativa que, em seguida, é verificada quanto à transferência de calor e à perda de pressão, de maneira a atender as condições de processo especificadas.

Há várias combinações dos parâmetros geométricos que atendem à especificação. Neste capítulo estuda-se o efeito dos parâmetros geométricos no projeto da caldeira tendo-se em vista a minimização do custo do investimento inicial, basicamente relacionado ao peso de material empregado, e ao custo operacional, ligado ao consumo de combustível e à potência consumida para movimentar os gases pela caldeira.

O método de Lobo Estendido é a ferramenta básica de cálculo empregada.

Os principais parâmetros testados foram:

- Número de tubos na zona de convecção;
- Diâmetro dos tubos da zona de convecção;
- Número de trajetos de tubos na zona de convecção;
- Comprimento da fornalha e, conseqüentemente, comprimento dos tubos na zona de convecção e
- Diâmetro da fornalha.

A influência destes parâmetros se exerce principalmente na:

- Temperatura dos produtos da combustão na saída da chaminé;
- Temperatura de saída dos produtos da combustão na saída da fornalha;
- Rendimento térmico da caldeira;
- Perda de pressão dos produtos da combustão ao longo da caldeira;

- Peso da fornalha e dos tubos de convecção e
- Custo.

Para efeito deste trabalho, considerou-se uma caldeira escocesa com as condições de processo típicas dadas a seguir:

- Descarga do vapor de água : 3000 kg/h;
- Pressão do vapor de água : 8 kgf/cm²;
- Temperatura de saturação do vapor de água : 169,6 °C;
- Combustível : óleo BPF e
- Excesso de ar : 10%

O número de tubos em cada trajeto da zona de convecção variou desde 10 tubos até 1600 tubos. O diâmetro dos tubos de convecção variou desde 1" até 4", com incrementos comerciais. Os comprimentos de fornalha utilizados foram de 3,5 e 6,5 metros. Os diâmetros da fornalha usados foram de 0,7 e 1,3 metros. Os números de trajetos trabalhados foram 1, 2 e 3, correspondentes a 2, 3 e 4 voltas de chama.

A fornalha foi dividida em 20 fatias ao longo do seu comprimento. O comprimento da chama considerado neste exemplo, função do queimador selecionado, compreendeu 8 fatias, ou seja 40% do comprimento da fornalha.

Cada parâmetro de saída é analisado separadamente, de acordo com a influência dos parâmetros de entrada. As condições de operação são as mesmas para todos os casos, para que se possa ter um referencial fixo para comparar.

Observar que em todas as figuras deste capítulo, o parâmetro número de tubos que aparece na abscissa, se refere sempre à quantidade de tubos no primeiro trajeto da zona de convecção e não ao número total de tubos na caldeira.

5.1 - TEMPERATURA DE SAÍDA NA FORNALHA

Conforme pode ser visto nas Figuras 5.1 e 5.2, a temperatura na saída da fornalha diminui com o aumento do número de tubos do primeiro trajeto da zona de convecção; a partir de uma certa faixa, em torno de 120 a 280 tubos, a temperatura na saída da fornalha tem uma tendência a se estabilizar ou aumentar muito pouco. A temperatura na saída da fornalha tem que ser adequada ao emprego de refratários disponíveis para revestir a câmara de retorno de chama do tipo seco ("dry back").

Com relação ao diâmetro dos tubos de convecção, a temperatura na saída da fornalha é menor quanto menor for o diâmetro dos tubos de convecção, conforme pode ser visto nas Figuras 5.2 e 5.3 e na Tabela 5.1 para o caso de 120/120 tubos dispostos em 2 trajetos. O efeito não é significativo.

O perfil da transferência de calor por radiação e convecção na fornalha é idêntico ao da temperatura na saída da fornalha. Com o aumento do número e diâmetro dos tubos, o coeficiente de transferência de calor e a emissividade dos gases na fornalha quase não se alteram.

Tabela 5.1 - Temperatura na Saída da Fornalha para Diferentes Diâmetros de Convecção. N = 120/120. Nr = 2.

Diâmetro (pol)	Temperatura (°C)
1	1211,15
1,5	1216,36
2	1219,90
3	1224,06
4	1225,10

A variação do número de trajetos influencia na temperatura de saída da fornalha, conforme pode ser visto nas Figuras 5.1, 5.2 e 5.3, onde o aumento do número de trajetos faz com que a temperatura na saída da fornalha diminua, sendo esta diminuição, para o exemplo de 120/120 tubos de diâmetro 2", da ordem de 40 °C.

Com o aumento do número de trajetos de 1 para 2, a transferência de calor por radiação na fornalha diminui em torno de 5%, enquanto a transferência de calor por convecção na fornalha diminuiu em torno de 7%.

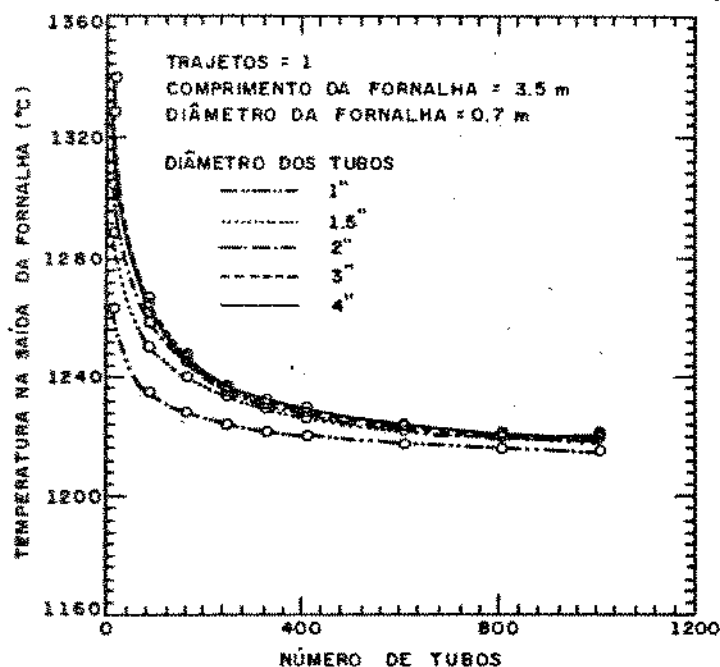


Figura 5.1 - Temperatura na Saída da Fornalha para 1 Trajeto.

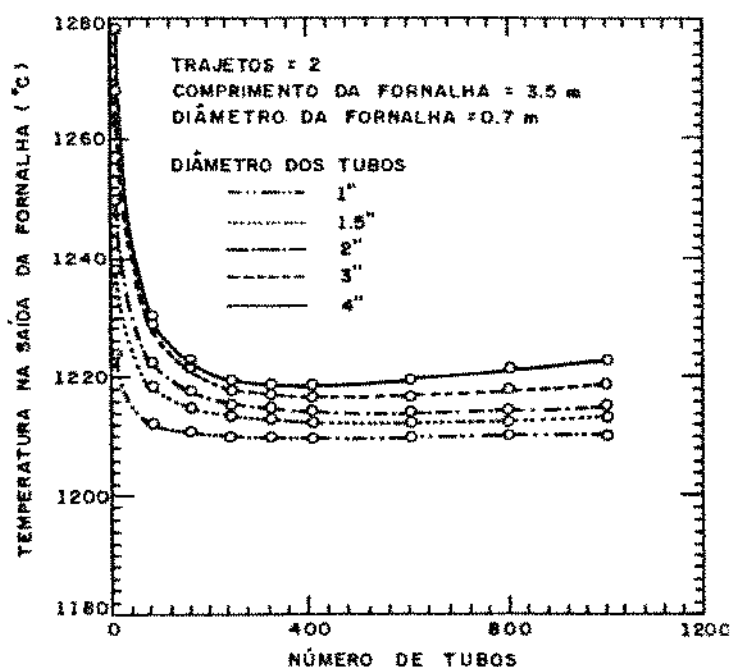


Figura 5.2 - Temperatura na Saída da Fornalha para 2 Trajetos.

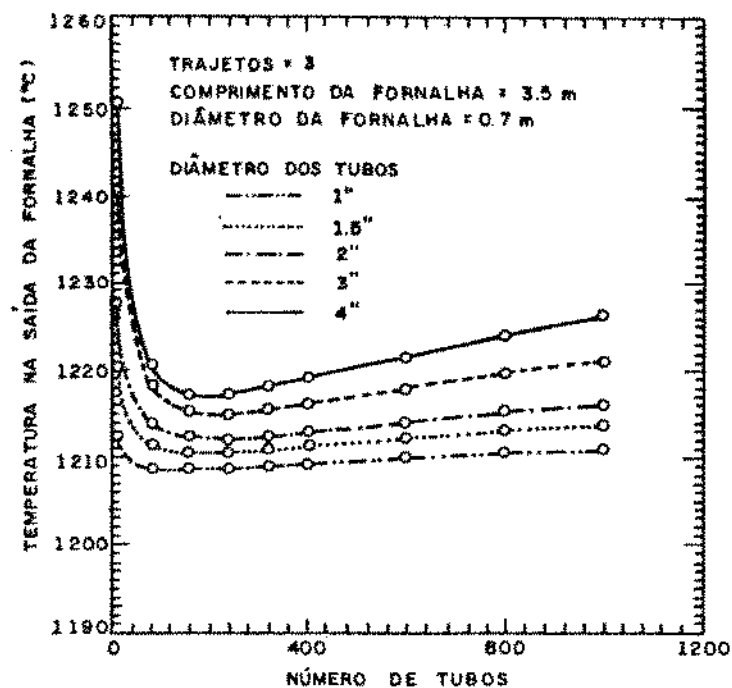


Figura 5.3 - Temperatura na Saída da Fornalha para 3 Trajetos.

Mudando-se o diâmetro da fornalha de 0,7 ($L_f/D_f = 5,0$) para 1,3 m ($L_f/D_f = 2,7$), mantidos os demais parâmetros, a temperatura na saída da fornalha diminui de maneira mais significativa, o que pode ser observado nas Figuras 5.2 e 5.4, para o caso de dois trajetos na zona de convecção. Para o exemplo de 120/120 tubos de 2", as temperaturas foram 1219,90 e 997,38 °C, respectivamente.

Neste caso existe um aumento mais significativo da transferência de calor na fornalha, aproximadamente de 47% e uma queda da transferência de calor por convecção na fornalha, aproximadamente de 48%. A emissividade dos gases aumentou em torno de 42% e o coeficiente de transferência de calor diminuiu significativamente.

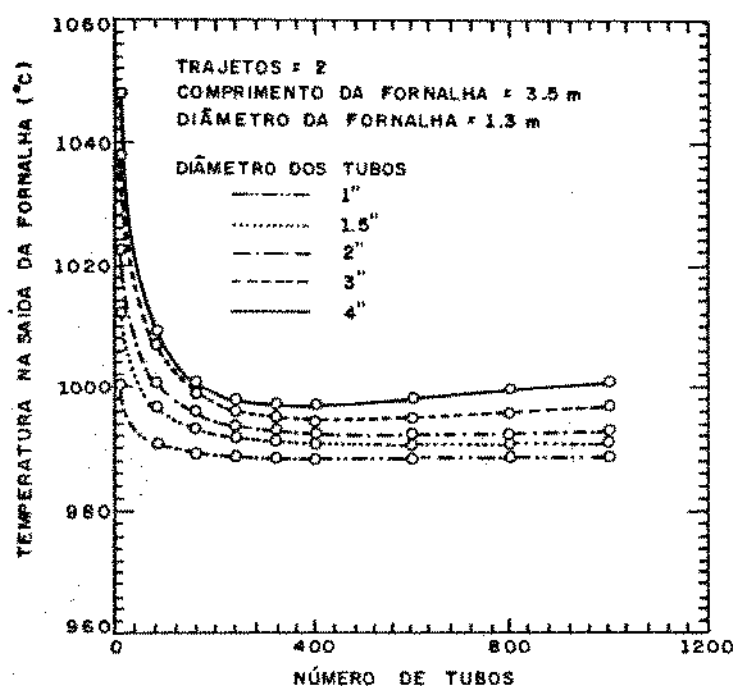


Figura 5.4 - Temperatura na Saída da Fornalha para $D_f = 1,3$ m.

Aumentando-se, alternativamente, o comprimento da fornalha de 3,5 m ($L_f/D_f = 5,0$) para 6,5 m ($L_f/D_f = 9,3$), o que fornece o mesmo aumento de área de troca térmica para a fornalha, e mantendo-se os outros parâmetros geométricos constantes, observa-se nas Figuras 5.2 e 5.5 que a temperatura na saída da fornalha diminui com o aumento do comprimento da fornalha, sendo que para uma caldeira com 120/120 tubos e diâmetro de 2", as temperaturas foram 1219,25 e 1007,65 °C, respectivamente, mostrando que o aumento da área de transferência de calor da fornalha em si é mais importante do que a consideração de que este aumento se deu devido à alteração do comprimento ou do diâmetro da fornalha.

Quando se aumenta o comprimento da fornalha, mas se mantém o comprimento original da chama, e não a mesma proporção chama-fornalha como no caso anterior, a temperatura na saída da fornalha cai para 996,5 °C, pouco inferior aos 1007,65 °C da situação acima.

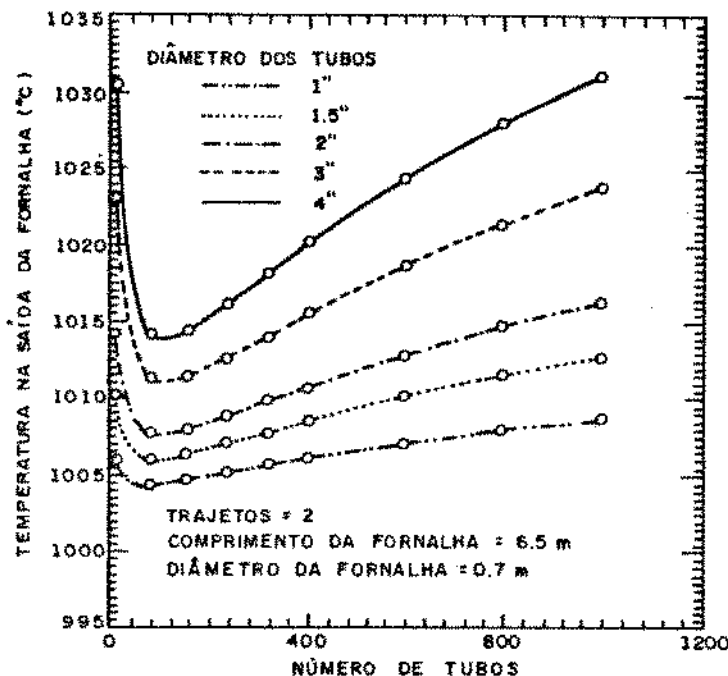


Figura 5.5 - Temperatura na Saída da Fornalha para $L_f = 6,5$ m.

A radiação aumentou em torno de 30% e a convecção em torno de 54%, enquanto a emissividade dos gases não se alterou e o coeficiente de transferência de calor diminuiu, mas muito pouco.

Em um outro caso analisado, tentou-se manter a velocidade dos gases na entrada de cada trajeto da zona de convecção igual à velocidade dos gases na entrada do trajeto anterior; consequentemente foi necessária uma diminuição dos números de tubos em cada trajeto para manter a velocidade dos gases constante, tendo em vista o resfriamento que vai acontecendo ao longo dos tubos.

Não houve nenhuma diferença significativa no caso de número fixo de tubos (Figura 5.2) relativamente ao caso de número variável de tubos (Figura 5.6). Para o caso em que $N = 120/61$ tubos e $D_c = 2"$, a temperatura na saída da fornalha aumentou em

torno de 2,3 °C, relativamente à caldeira com 120/120 tubos, o que é pouco significativo. Isto também se aplica às transferências de calor, à emissividade dos gases e ao coeficiente de transferência de calor.

As Figuras 5.3 e 5.7 mostram a variação da temperatura na saída da fornalha para o caso de 3 trajetos e percebe-se que não houve uma variação significativa.

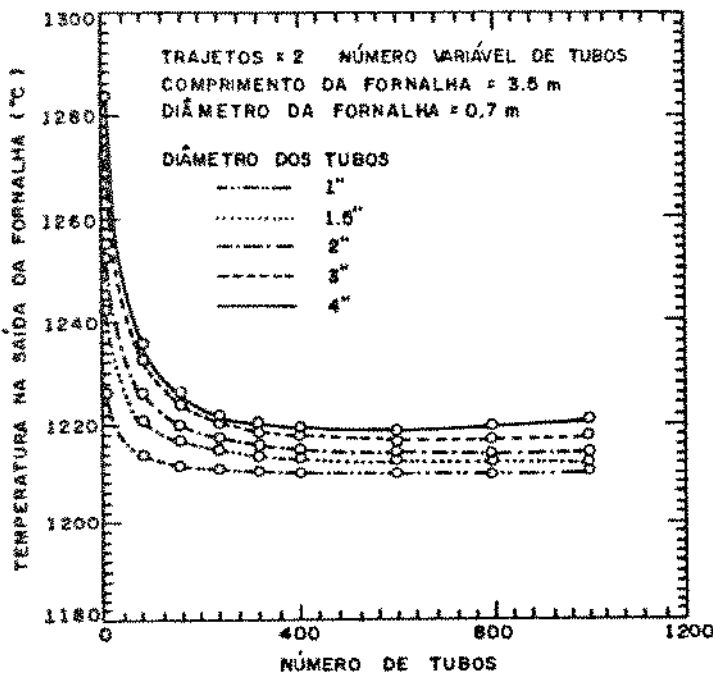


Figura 5.6 - Temperatura na Saída da Fornalha para Número Variável de Tubos.

Ntr = 2.

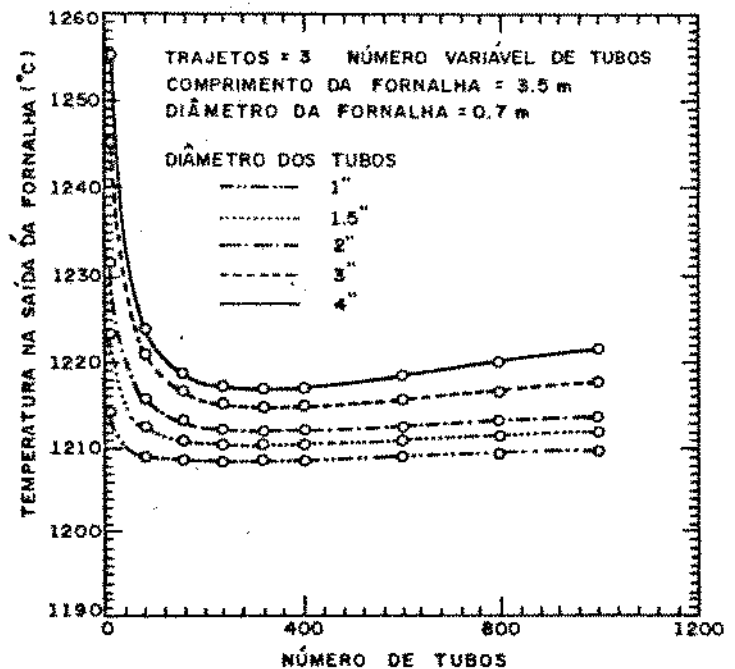


Figura 5.7 - Temperatura na Saída da Fornalha para Número Variável de Tubos. Ntr = 3.

Fazendo uma análise de 2 tipos de fornalha, ambas tendo a mesma área de troca térmica, só que a primeira tem um diâmetro de 1,3 metros e um comprimento de 3,5 metros, conforme a Figura 5.4 e

a segunda tem um diâmetro de 0,7 metros e um comprimento de 6,5 metros, conforme a Figura 5.5, com as razões do comprimento sobre o diâmetro (L_i/D_i) de 2,7 e 9,3, respectivamente; observou-se que temperatura na saída da fornalha aumentou muito pouco, conforme o aumento da razão L_i/D_i . Para o caso de 120/120 tubos e diâmetro dos tubos de 2", para L_i/D_i de 2,7, a temperatura na saída da fornalha foi de 997,38 °C e para L_i/D_i de 9,3, a temperatura foi de 1007,65 °C.

5.2 - TEMPERATURA DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO NA CHAMINÉ

A temperatura na chaminé decai com o número de tubos, conforme pode ser visto nas Figuras 5.8, 5.9 e 5.10; a partir de 600 tubos no primeiro trajeto da zona de convecção ela tem uma tendência a se estabilizar em torno de 170 °C para 3 trajetos nos tubos e de 200 °C para 1 trajeto.

Em geral a temperatura dos gases na chaminé cresce com o diâmetro dos tubos da zona de convecção. Esta tendência pode sofrer alteração à medida que aumenta o número de tubos, como exemplificado na Tabela 5.2.

A transferência de calor por convecção nos tubos diminuiu com o aumento do número e diâmetro dos tubos e o coeficiente de transferência de calor tem o mesmo comportamento.

A transferência de calor por radiação nos tubos aumenta com o número e diâmetro dos tubos e a emissividade dos gases também.

Tabela 5.2 - Temperatura na Chaminé ($^{\circ}\text{C}$) para Diferentes Diâmetros de Tubos. $N_{tr} = 2$.

Diâmetro (pol)	N = 20/20	N = 120/120
1	191,42	194,56
1,5	232,54	250,59
2	268,80	262,85
3	334,12	271,22
4	371,96	269,51

A Tabela 5.3, por exemplo, traz a variação da temperatura na chaminé com número de trajetos para uma caldeira com diâmetro dos tubos de convecção de 2", mostrando que a temperatura dos gases cai com o aumento do número de trajetos para um mesmo número de tubos na zona de convecção.

A transferência de calor por radiação nos tubos aumentou pouco no caso de caldeiras com 1 trajeto e 2 trajetos, sendo que o mesmo comportamento ocorreu com a transferência de calor por convecção. Este aumento da transferência de calor está relacionado com a queda da temperatura na chaminé.

Tabela 5.3 - Temperatura na Chaminé (°C) para Diferentes Número de Trajetos. $D_c = 2"$.

Trajetos	Número de Tubos	Temperatura
1	10	755,12
	120	458,32
	600	260,63
	1400	200,25
2	10/10	454,64
	120/120	250,59
	600/600	181,66
	1400/1400	171,44
3	10/10/10	310,99
	120/120/120	193,87
	600/600/600	171,34
	1400/1400/1400	169,73

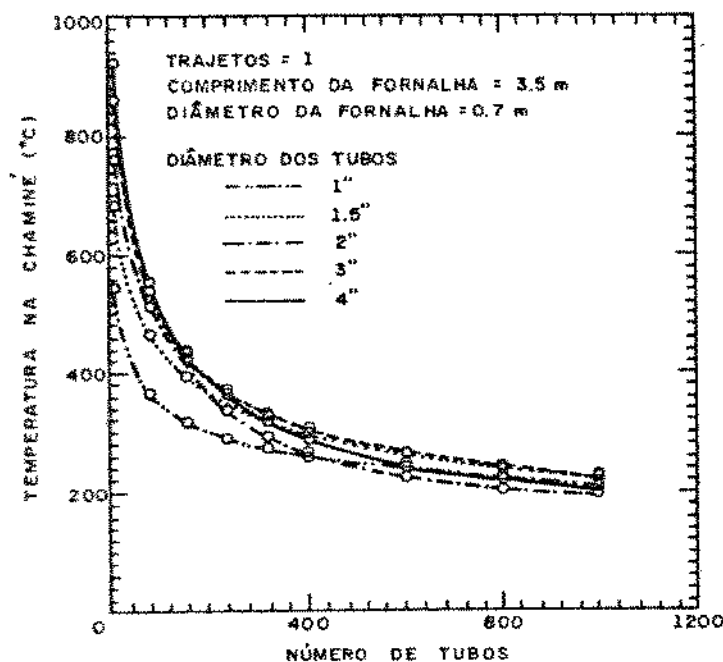


Figura 5.8 - Temperatura na Chaminé para 1 Trajetos.

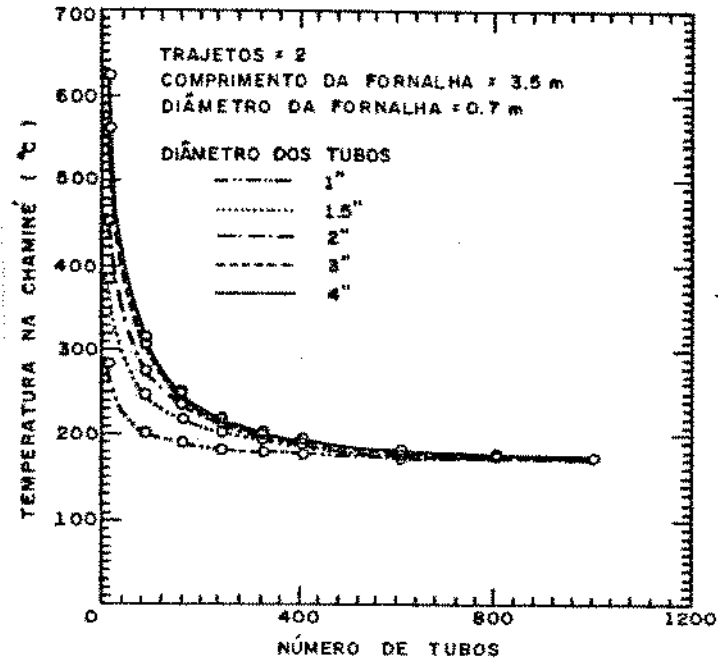


Figura 5.9 - Temperatura na Chaminé para 2 Trajetos.

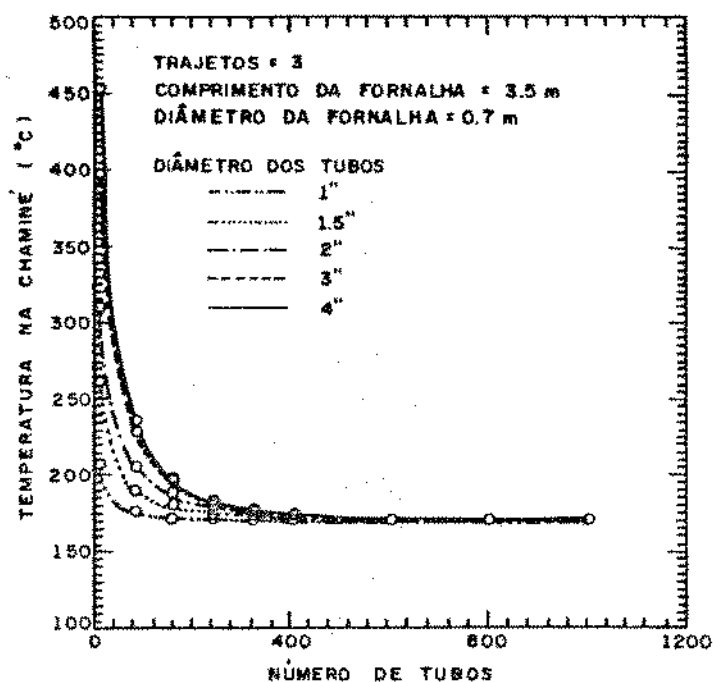


Figura 5.10 - Temperatura na Chaminé para 3 Trajetos.

Aumentando-se a área de transferência de calor na fornalha através do aumento de seu diâmetro de 0,7 ($L_f/D_f = 5,0$) para 1,3 m ($L_f/D_f = 2,7$), observa-se que a temperatura na chaminé diminui muito pouco, conforme pode ser visto nas Figuras 5.9 e 5.11. Para o caso de caldeiras com 120/120 tubos de 2" e fornalhas de 0,7 e 1,3 m de diâmetro, as temperaturas na chaminé foram 250,59 e 237,51 °C, respectivamente.

Com o aumento alternativo do comprimento da fornalha de 3,5 ($L_f/D_f = 5,0$) para 6,5 m ($L_f/D_f = 9,3$) para uma fornalha com o mesmo aumento da área de troca térmica do caso acima, observa-se nas Figuras 5.9 e 5.12 uma queda significativa da temperatura na chaminé. Para caldeiras com $N = 120/120$ tubos de 2" e comprimentos de fornalha de 3,5 e 6,5 m, as temperaturas na chaminé foram de 250,59 e 179,76 °C, respectivamente. Mantido o comprimento da chama original de 1,4 m e não a proporção comprimento da chama/comprimento da fornalha, como no caso acima, a temperatura de saída

da chaminé cai para 179,65 °C, praticamente igual à temperatura resultante da mudança anterior.

No caso do aumento do comprimento da fornalha de 3,5 para 6,5 metros, aumenta-se a área de troca térmica dos tubos, ocasionando uma transferência de calor maior e consequentemente uma queda do perfil de temperatura nos tubos, o que não acontece quando se aumenta o diâmetro da fornalha de 0,7 para 1,3 metros, onde a emissividade dos gases nos tubos e o coeficiente de transferência de calor permanecem praticamente iguais.

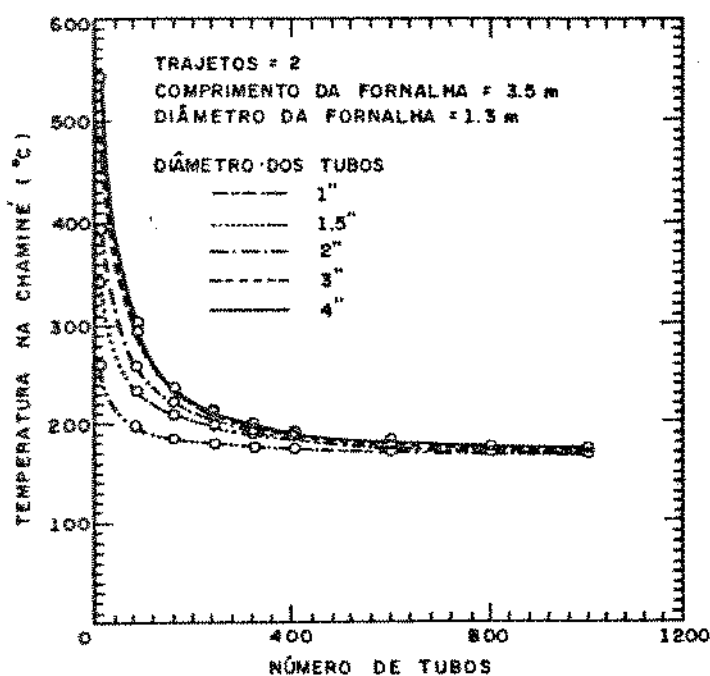


Figura 5.11 - Temperatura na Chaminé para $D_f = 1,3$ m.

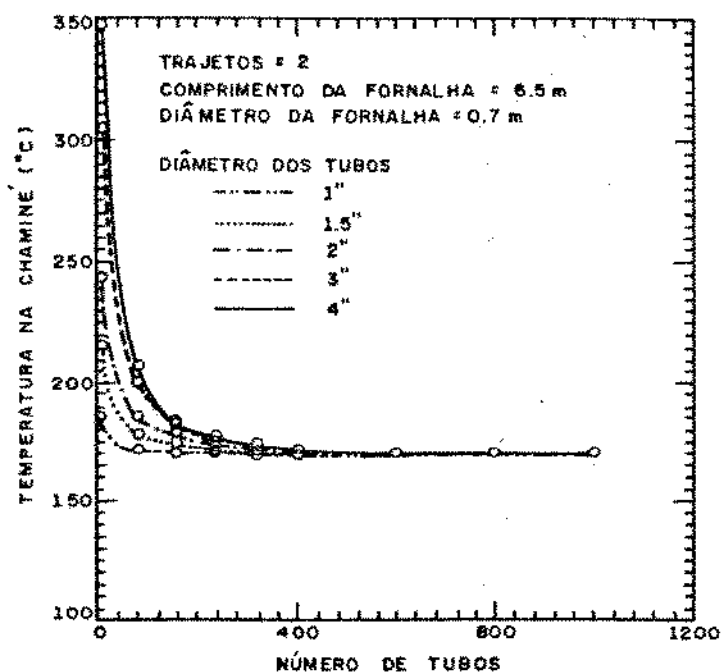


Figura 5.12 - Temperatura na Chaminé para $L_f = 6,5$ m.

Fazendo, agora, a comparação para os casos de número fixo e variável de tubos em cada trajeto da zona de convecção, observa-se para 2 trajetos, conforme as Figuras 5.9 e 5.13, que a temperatura na chaminé aumenta ligeiramente. A Tabela 5.4 traz valores para

tubos de 2". Isto ocorre, porque diminui-se a área de troca térmica, ocasionando uma troca de calor menor com a água e consequentemente aumenta-se a temperatura na chaminé.

Tabela 5.4 - Temperatura na Chaminé ($^{\circ}\text{C}$) para Número Fixo e Variável de Tubos. $D_c = 2"$. $N_{tr} = 2$.

Tipo	Número de Tubos	Temperatura
FIXO	10/10	454,64
	120/120	250,59
	600/600	181,66
	1400/1400	171,44
VA- RIA- VEL	10/7	470,01
	120/61	190,26
	600/243	190,26
	1400/545	174,23

O mesmo comportamento da temperatura dos gases na chaminé pode ser constatado no caso de 3 trajetos dos tubos, conforme Figuras 5.10 e 5.14.

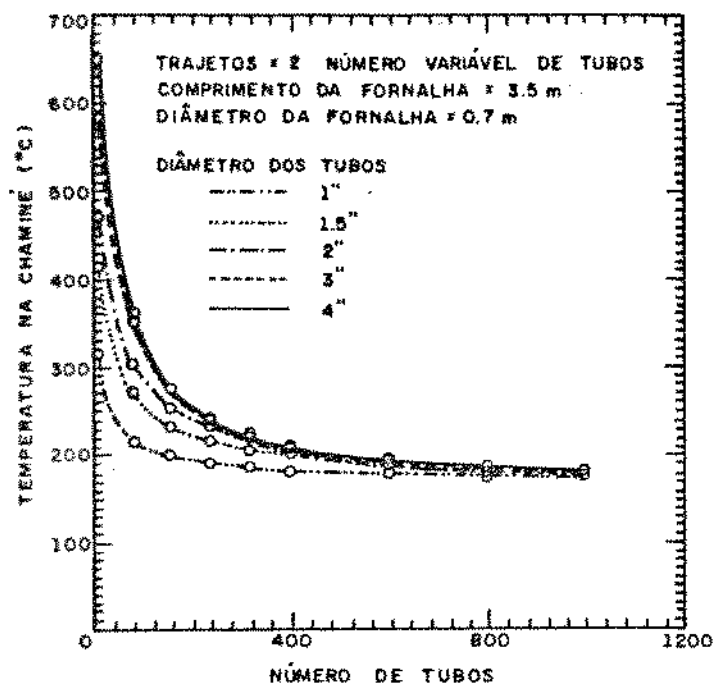


Figura 5.13 - Temperatura na Chaminé para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 2$.

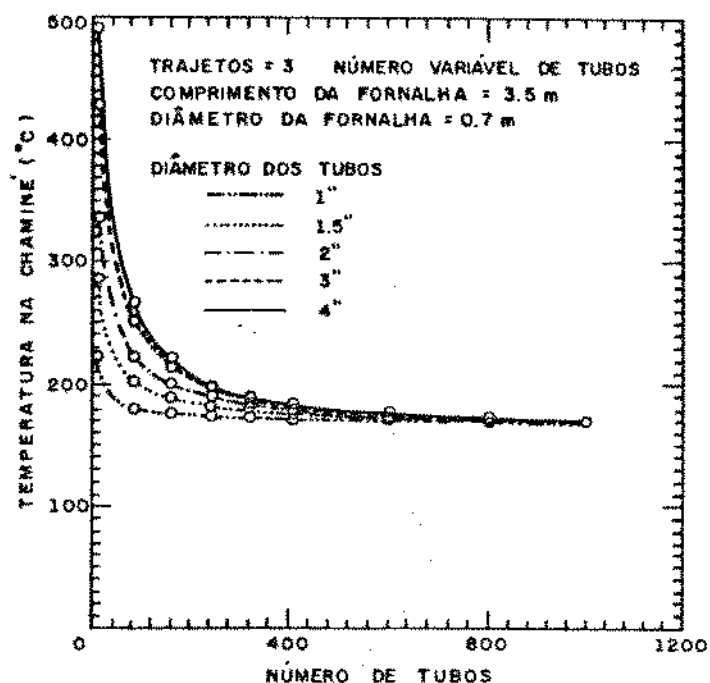


Figura 5.14 - Temperatura na Chaminé para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 3$.

A Tabela 5.5 apresenta algumas temperaturas na chaminé para as duas razões L_f/D_f estudadas, mostrando que, a temperatura diminui com o aumento da razão e, para uma mesma razão, com o aumento do número de tubos.

Tabela 5.5 - Temperatura na Chaminé ($^{\circ}\text{C}$) em Função de L_f/D_f .
 $D_c = 2''$; $N_{tr} = 2$.

Número de Tubos	Razão L_f/D_f	
	2,7	9,3
10/10	398,22	243,21
120/120	237,51	179,76
600/600	180,29	170,17
1400/1400	171,26	169,64

5.3 - RENDIMENTO TÉRMICO

Conforme pode ser visto nas Figuras 5.15, 5.16 e 5.17, o rendimento térmico cresce rapidamente com o número de tubos, atinge um valor máximo, entre 360 e 600 tubos, e cai suavemente, sendo a queda mais acentuada quanto maior o número de trajetos.

As figuras mostram que quanto maior o diâmetro dos tubos, menor é o rendimento térmico. A Tabela 5.6 traz alguns rendimentos térmicos para a caldeira com 2 trajetos e com 120/120 tubos.

O rendimento térmico está intimamente ligado com a descarga de combustível e com a temperatura na chaminé. O aumento do número de tubos faz com que haja um ponto de mínimo na descarga de combustível e uma diminuição na temperatura da chaminé, enquanto que o aumento do diâmetro dos tubos faz com que a descarga e a temperatura aumentem, sendo que a união desses dois fatores responsáveis pelo comportamento do rendimento térmico visto nas Figuras 5.15, 5.16 e 5.17.

Tabela 5.6 - Rendimento Térmico em Função do Diâmetro dos Tubos. $N_{tr} = 2$.

Diâmetro Tubos (pol)	Rendimento Térmico (%)
1	91,888
1,5	90,269
2	89,185
3	87,924
4	87,611

As Figuras 5.15, 5.16 e 5.17, mostram também que com o aumento do número de trajetos, o rendimento térmico tem uma tendência a aumentar.

Para o número de trajetos igual a um, o ponto de máximo rendimento se situa numa faixa que chega a ultrapassar 1000 tubos; já para dois trajetos, o ponto de máximo se situa numa faixa de 360/360 a 600/600 tubos e para três trajetos, o ponto de máximo se situa numa faixa de 120/120/120 a 240/240/240 tubos, mostrando que o ponto de máximo rendimento tem uma tendência a se deslocar para a região de menor quantidade de tubos quanto maior o número de trajetos.

Para o aumento do número de trajetos de 1 para 2, o rendimento térmico, de um modo geral aumenta em virtude da diminuição de descarga de combustível e da temperatura na chaminé.

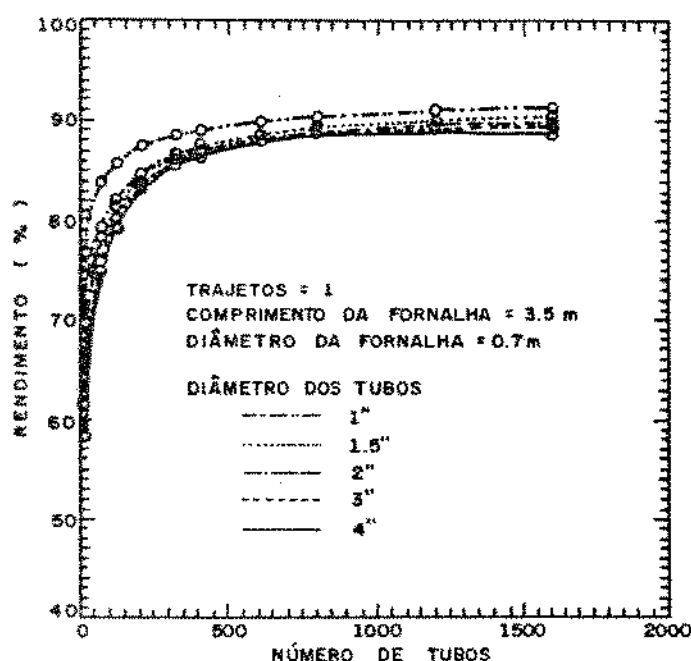


Figura 5.15 - Rendimento Térmico para 1 Trajeto.

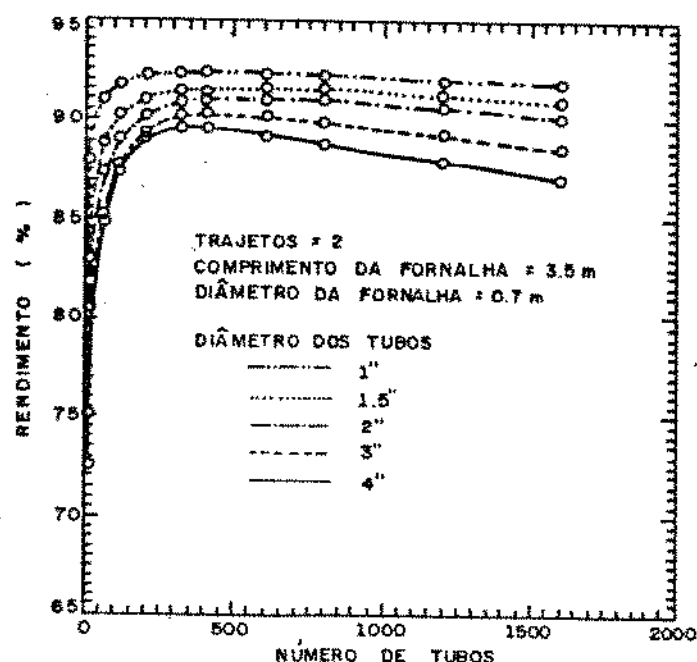


Figura 5.16 - Rendimento Térmico para 2 Trajetos.

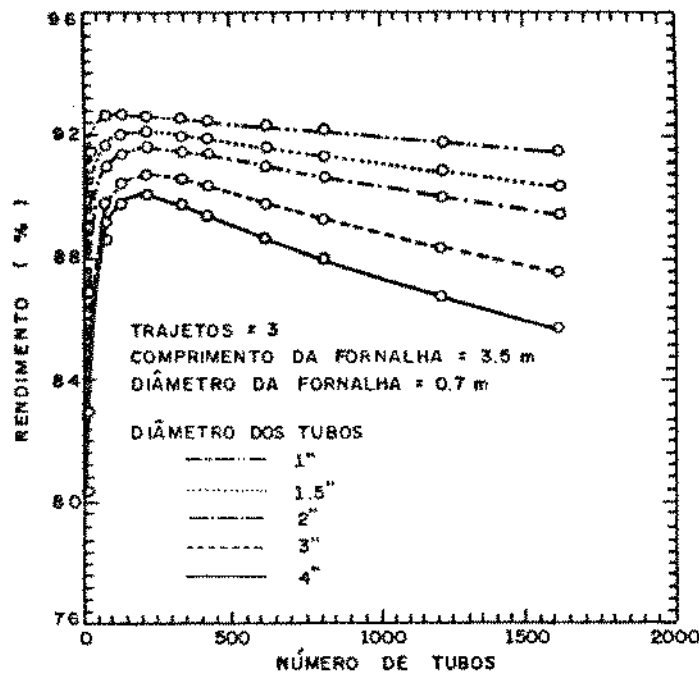


Figura 5.17 - Rendimento Térmico para 3 Trajetos.

Aumentado-se o diâmetro da fornalha de 0,7 ($L_f/D_f = 5,0$) para 1,3 m ($L_f/D_f = 2,7$), conforme as Figuras 5.16 e 5.18, pode-se notar que o rendimento térmico praticamente não é influenciado pela variação do diâmetro.

Aumentando-se o comprimento da fornalha de 3,5 ($L_f/D_f = 5,0$) para 6,5 m ($L_f/D_f = 9,3$), para uma fornalha com o mesmo aumento de área de transferência de calor do caso anterior, conforme as Figuras 5.16 e 5.19, é preciso analisar por regiões: na região até entre 120/120 e 240/240 tubos, o rendimento é maior para a fornalha com a relação $L_f/D_f = 9,3$ ($L_f = 6,5$ m), enquanto na região de maior número de tubos, o rendimento térmico é maior para a fornalha de razão 5,0 ($L_f = 3,5$ m). Em ambas regiões o rendimento é maior para tubos de menor diâmetro.

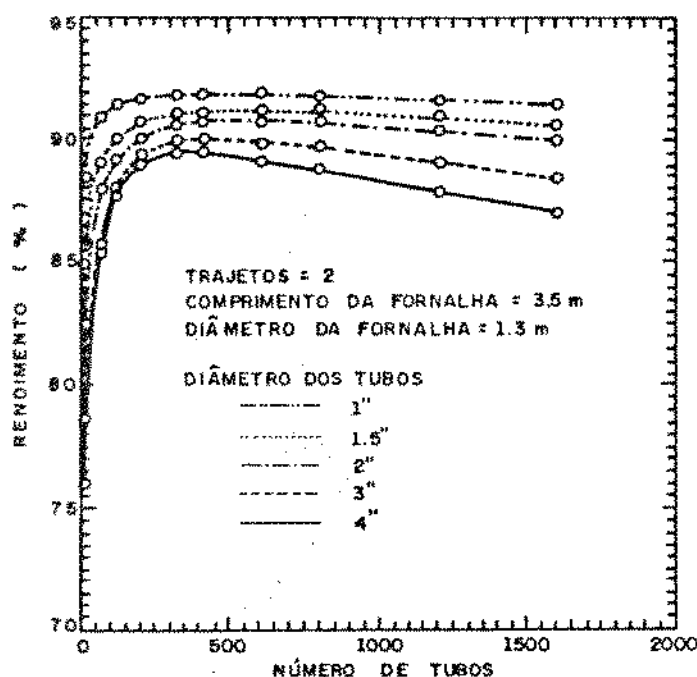


Figura 5.18 - Rendimento Térmico para $D_f = 1,3$ m.

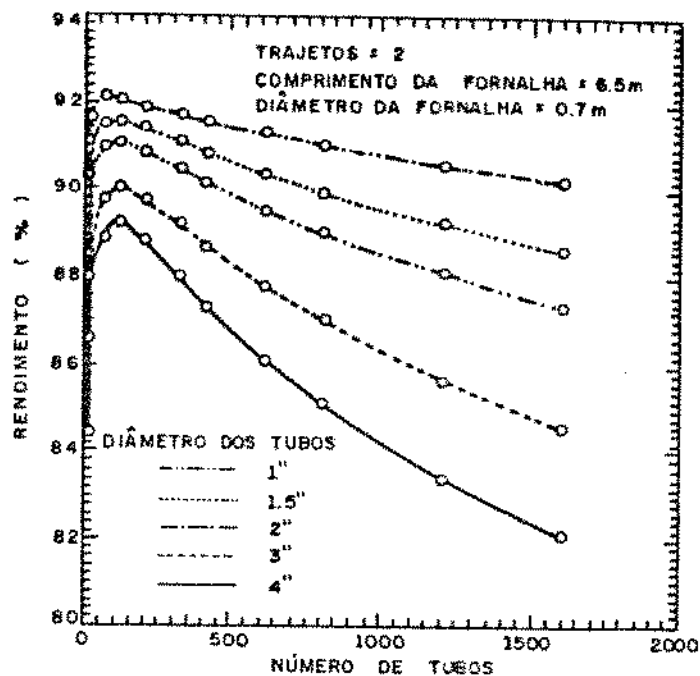


Figura 5.19 - Rendimento Térmico para $L_f = 6,5$ m.

No caso em que o número de tubos de cada trajeto da zona de convecção se mantém fixo ou é variável, observa-se que o rendimento térmico não é influenciado por esse parâmetro, o que se pode constatar examinando as Figuras 5.16 e 5.20, para o caso de 2 trajetos. O mesmo se aplica para o caso de 3 trajetos, conforme Figuras 5.17 e 5.21, onde o rendimento térmico quase não se altera.

Enfim, para as duas fornalhas que têm a mesma área de troca térmica, mas em que a razão L_f/D_f aumenta de 2,7 para 9,3, conforme as Figuras 5.18 e 5.19, pode-se notar que o rendimento térmico até uma certa faixa de número de tubos entre 160/160 e 320/320 é maior no segundo caso ($L_f = 9,3$), mas acima desta faixa de número de tubos, o rendimento térmico torna-se superior para o primeiro caso ($L_f/D_f = 2,7$).

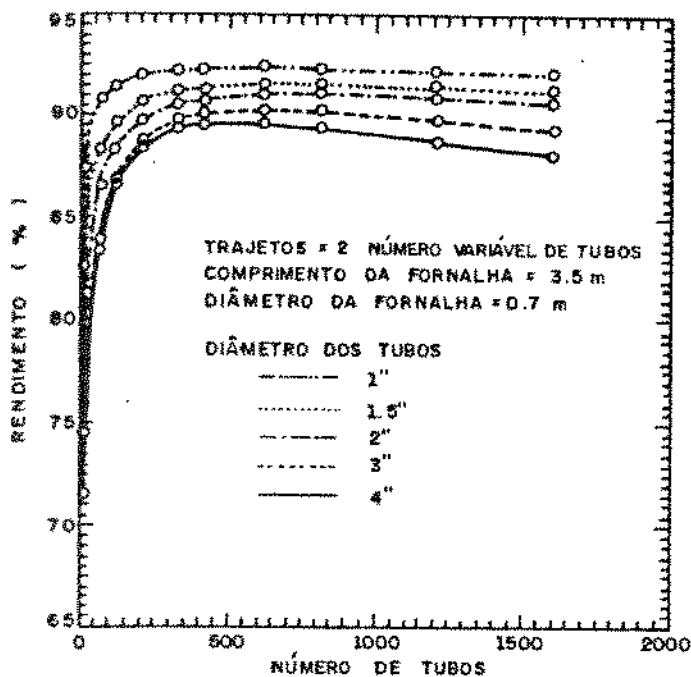


Figura 5.20 - *Rendimento Térmico para Número Variável de Tubos. Ntr = 2.*

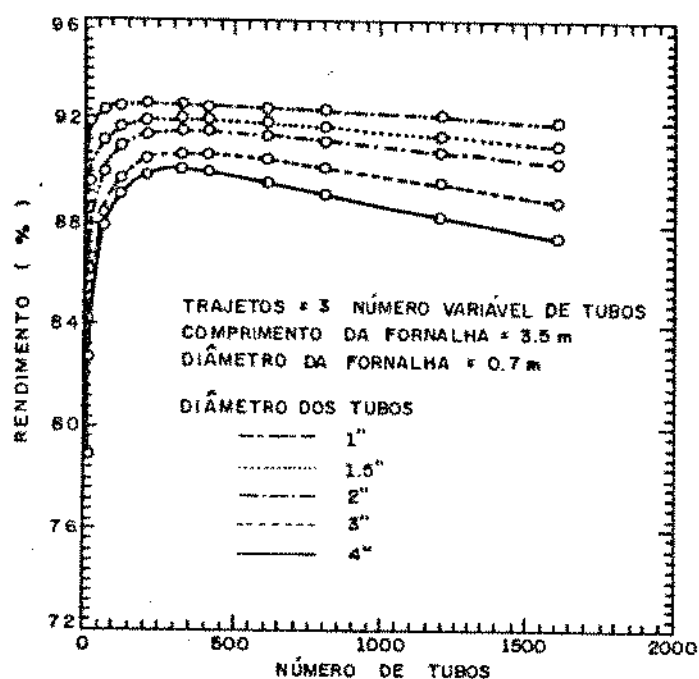


Figura 5.21 - *Rendimento Térmico para Número Variável de Tubos. Ntr = 3.*

5.4 - QUEDA DE PRESSÃO NOS TUBOS DE CONVECÇÃO

A queda de pressão nos tubos diminui, como era de se esperar, com o aumento do número de tubos, como pode ser observado nas Figuras 5.22, 5.23 e 5.24.

Ela também diminui com o aumento do diâmetro dos tubos de convecção, conforme a Tabela 5.7, que traz os valores da queda de pressão para uma caldeira com 2 trajetos e 120/120 tubos. Isto pode ser observado, em parte, na equação 3.17, em que o número e diâmetro dos tubos estão no denominador.

Tabela 5.7 - Queda de Pressão para Diferentes Diâmetros dos Tubos de Convecção. $N = 120/120$ tubos; $N_{tr} = 2$.

Diâmetro (pol)	Queda de Pressão (N/m^2)
1	2780,4
1,5	430,2
2	145,7
3	26,0
4	7,8

As Figuras 5.22, 5.23 e 5.24, mostram também que, com a diminuição do diâmetro dos tubos e com o aumento do número de trajetos, a queda de pressão tem uma tendência a aumentar, para um mesmo número total de tubos. Aumentando-se o número de trajetos, aumenta-se o número de contrações e expansões, portanto isto contribui para o aumento da queda de pressão nos tubos.

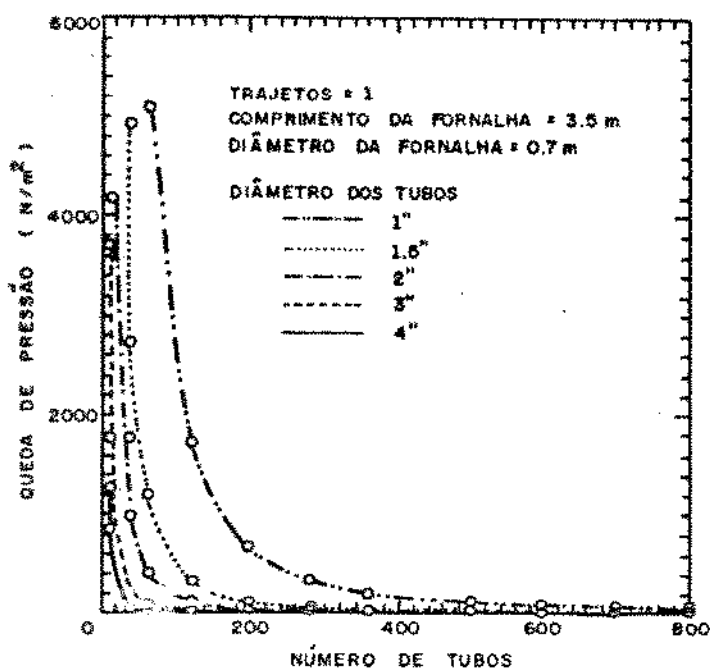


Figura 5.22 - Queda de Pressão para 1 Trajeto.

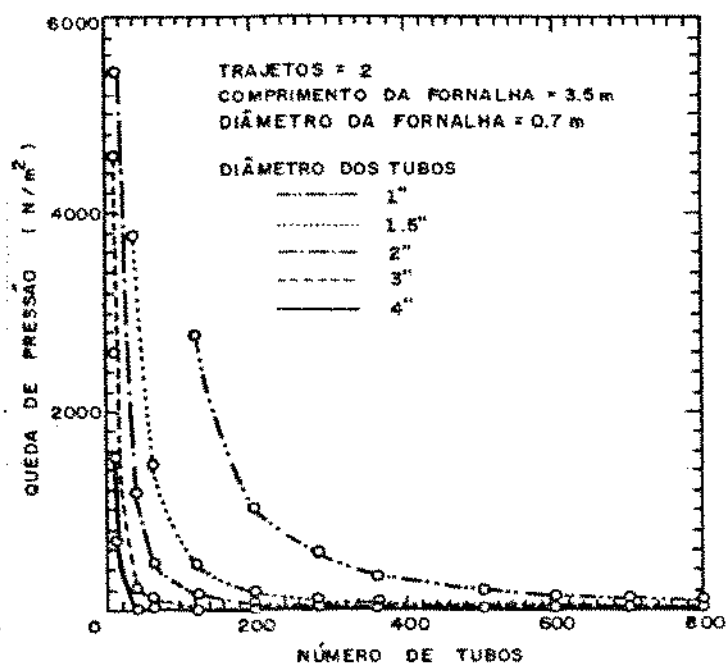


Figura 5.23 - Queda de Pressão para 2 Trajetos.

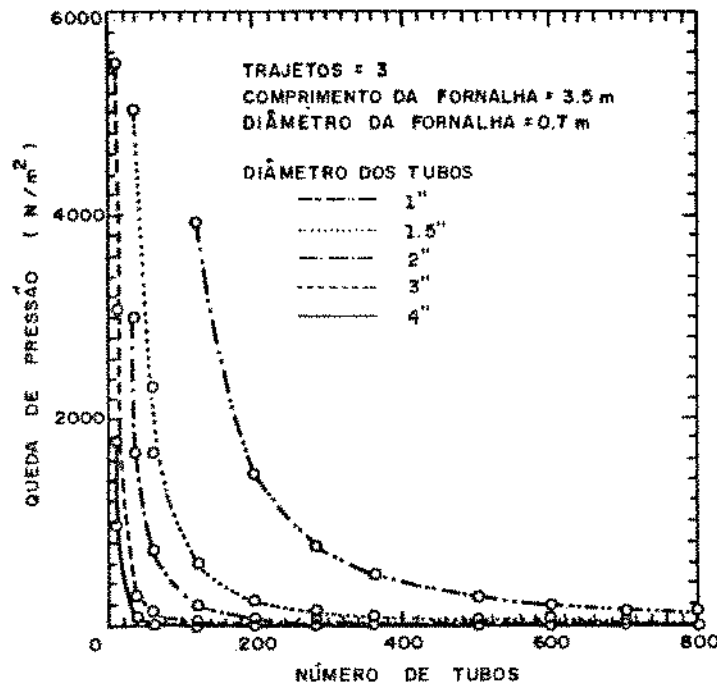


Figura 5.24 - Queda de Pressão para 3 Trajetos.

Quando se aumenta o diâmetro da fornalha de 0,7 para 1,3 m, percebe-se pelas Figuras 5.23 e 5.25 que a queda de pressão não se altera significativamente.

O aumento do comprimento da fornalha de 3,5 para 6,5 m, para um mesmo aumento da área de transferência de calor da fornalha, tem como efeito um pequeno acréscimo da perda de pressão, embora neste caso tenha havido a alteração simultânea do comprimento dos tubos da zona de convecção. Este efeito pode ser examinado nas Figuras 5.23 e 5.26, que ocorre devido o aumento da queda de pressão por atrito, em virtude do aumento do comprimento.

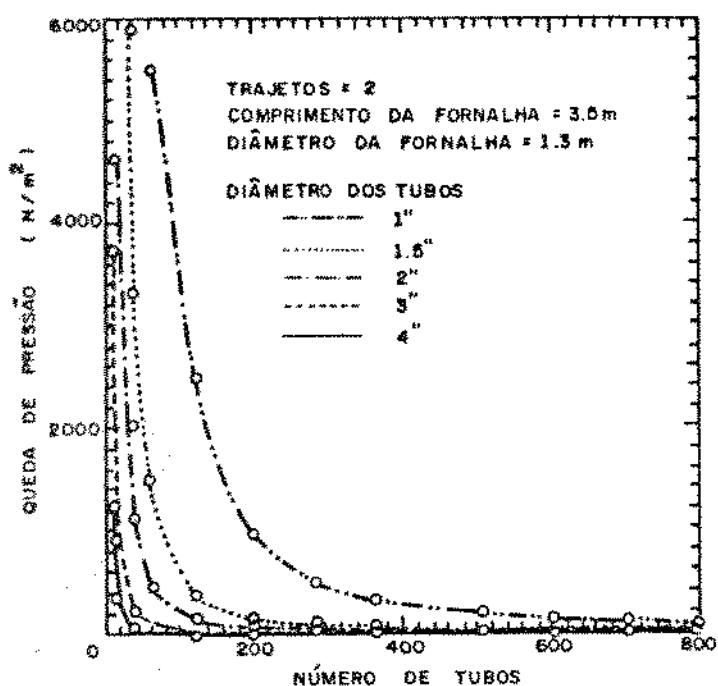


Figura 5.25 - Queda de Pressão para $D_f = 1,3 \text{ m}$.

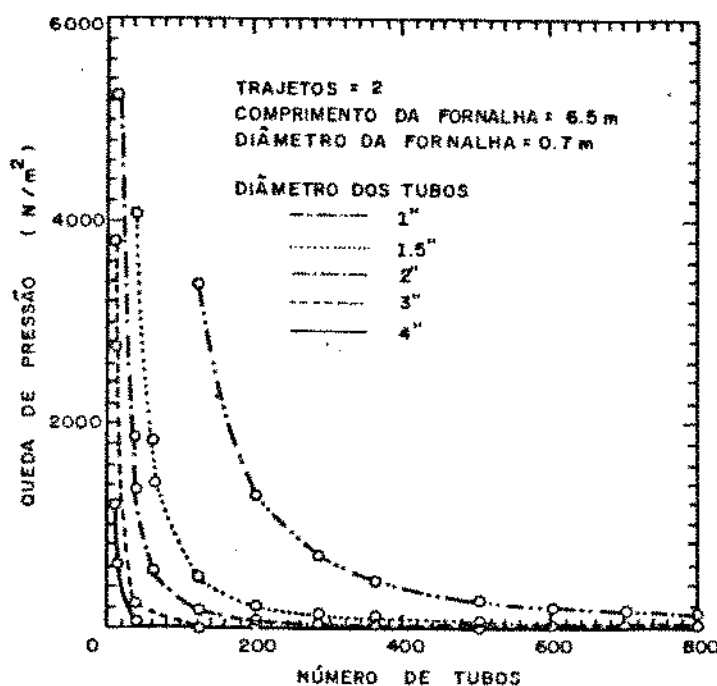


Figura 5.26 - Queda de Pressão para $L_f = 6,5 \text{ m}$.

Quando se compara os casos de número fixo e variável de tubos em cada trajeto da zona de convecção, pode-se perceber pelas Figuras 5.23 e 5.27, para a caldeira com 2 trajetos, que a queda de pressão aumenta. A mesma análise se aplica quando a caldeira tem três trajetos, o que pode ser visto pelas Figuras 5.24 e 5.28, em que a queda de pressão também aumenta.

Para número variável de tubos, tanto a queda de pressão por atrito aumenta devido a uma diminuição do número de tubos, quanto a queda de pressão devido à contração, que é devido à uma diminuição da razão entre a área dos tubos e a área da câmara de retorno.

O exame das Figuras 5.25 e 5.26 permite comparar diretamente caldeiras que têm a mesma área de troca térmica, mas relações L_f/D_f de 2,7 e de 9,3, mostrando o aumento da queda de pressão.

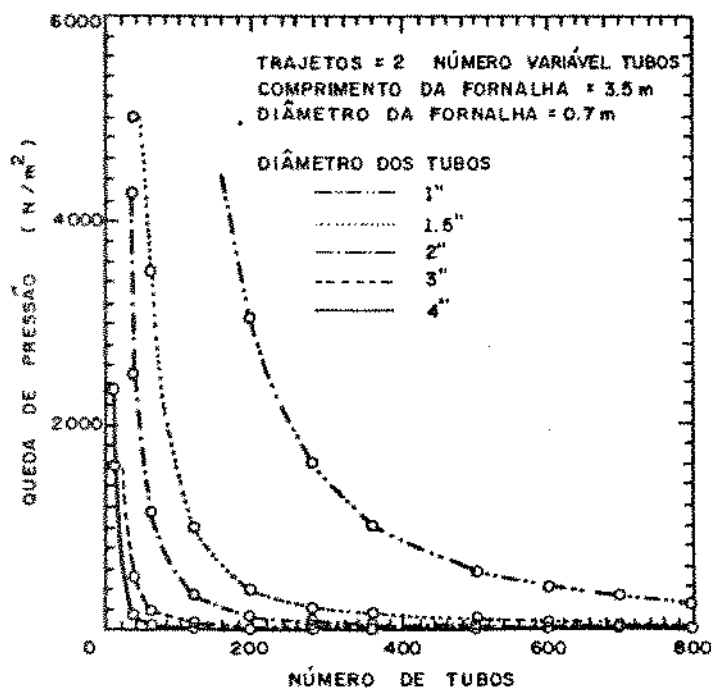


Figura 5.27 - Queda de Pressão para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 2$.

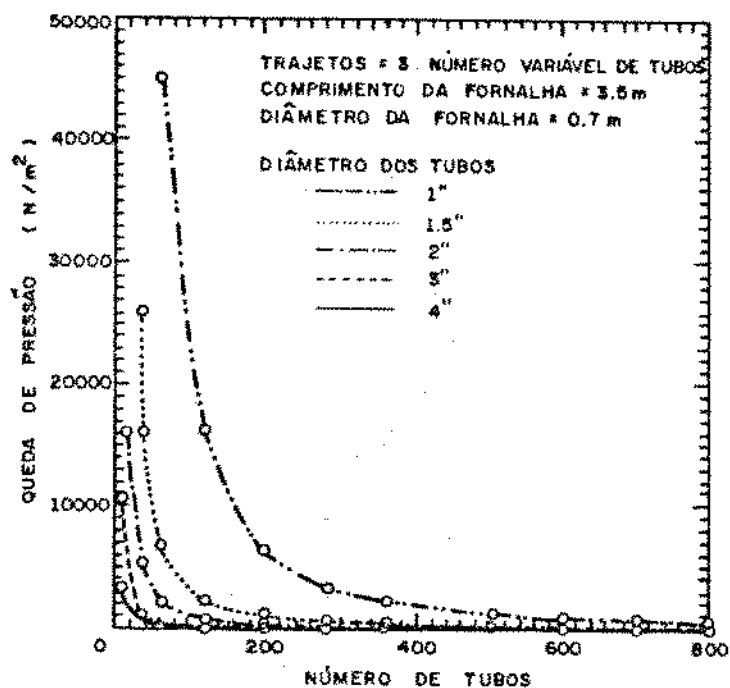


Figura 5.28 - Queda de Pressão para Número Variável de Tubos. $N_{tr} = 3$.

5.5 - PESO DA FORNALHA E DOS TUBOS

É mais ou menos evidente que com o aumento do número de tubos, o peso da fornalha mais o dos tubos aumenta, como pode ser constatado nas Figuras 5.29, 5.30 e 5.31.

Aumentando-se o diâmetro dos tubos de convecção, o peso total também aumenta, conforme exemplifica a Tabela 5.8.

Tabela 5.8 - Peso da Fornalha e dos Tubos em Função do Diâmetro do Tubos. $N = 120/120$ e $N_{tr} = 2$.

Diâmetro (pol)	Peso (Kg)
1	2465,1
1,5	3715,0
2	4958,8
3	9765,5
4	13768,3

Com relação ao aumento do número de trajetos, pode ser observado nas Figuras 5.29, 5.30 e 5.31, que o peso da fornalha e dos tubos também aumenta.

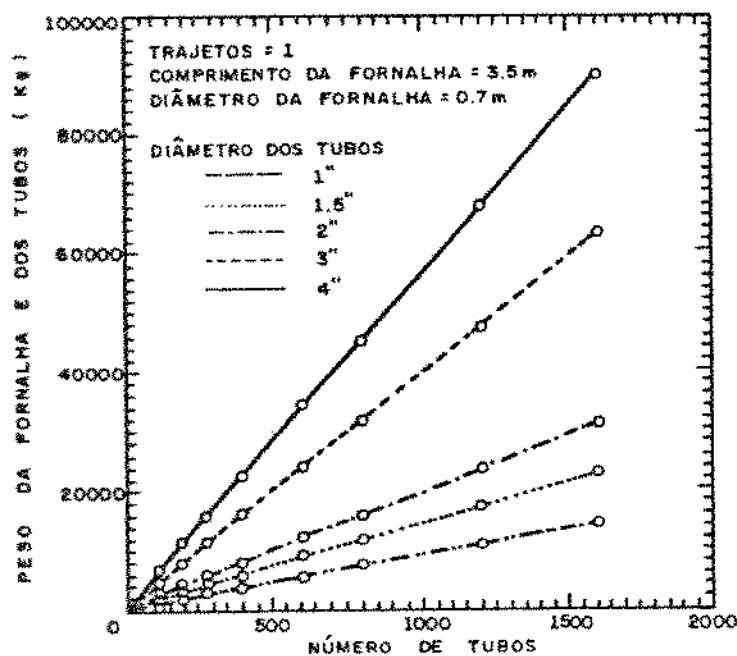


Figura 5.29 - *Peso da Fornalha e dos Tubos com 1 Trajeto.*

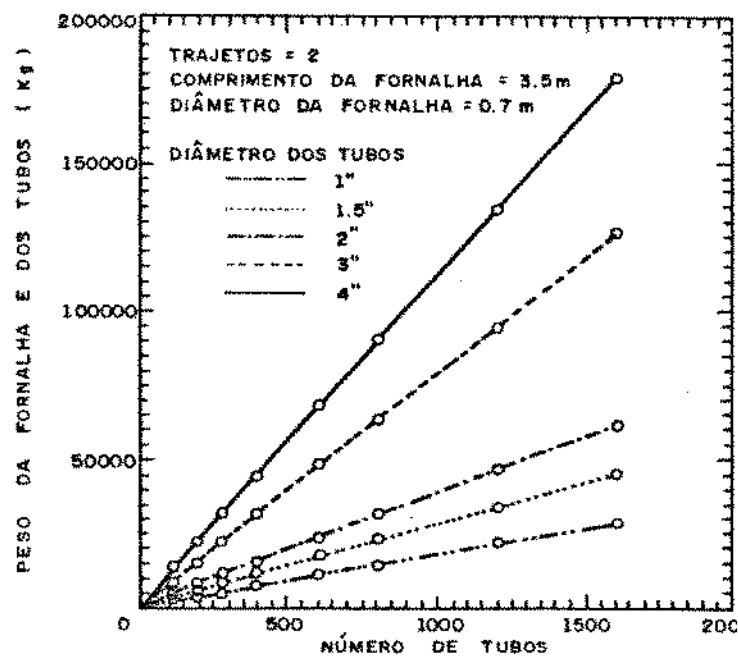


Figura 5.30 - *Peso da Fornalha e dos Tubos com 2 Trajetos.*

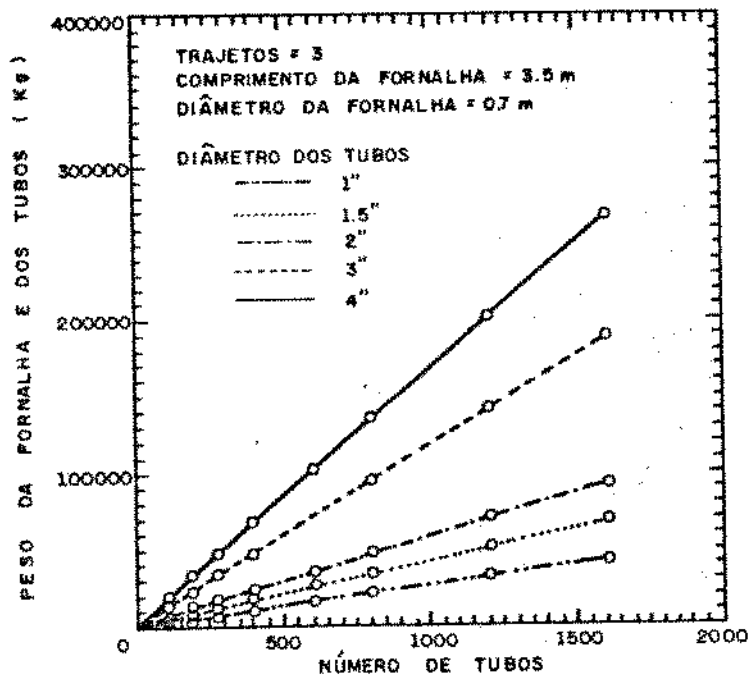


Figura 5.31 - *Peso da Fornalha e dos Tubos com 3 Trajetos.*

Com o aumento do diâmetro da fornalha de 0,7 para 1,3 metros, é de se esperar que o peso da fornalha e dos tubos aumente, o que fica meio difícil de perceber através das Figuras 5.30 e 5.32, mas fica mais claro através da Tabela 5.9, onde se mostram alguns valores numéricos.

Tabela 5.9 - Peso da Fornalha e dos Tubos (Kg) para Algumas Caldeiras com 2 Trajetos.

Número de Tubos	Diâmetro Fornalha (m)	Diâmetro dos Tubos (pol)		
		1	2	4
10/10	0,7	508,6	716,4	1450,5
	1,3	1318,6	1526,4	2260,5
120/120	0,7	2465,1	4958,8	13768,3
	1,3	3275,1	5768,8	14578,3
600/600	0,7	11002,5	23470,9	67518,6
	1,3	11812,5	24280,9	68328,6
1400/1400	0,7	25231,6	54324,5	157102,5
	1,3	26041,5	55134,4	157912,4

Aumentando-se o comprimento da fornalha de 3,5 para 6,5 metros, pode-se observar através das Figuras 5.30 e 5.33, que o peso da fornalha e dos tubos aumenta de maneira mais significativa do que quando se aumenta o diâmetro da fornalha.

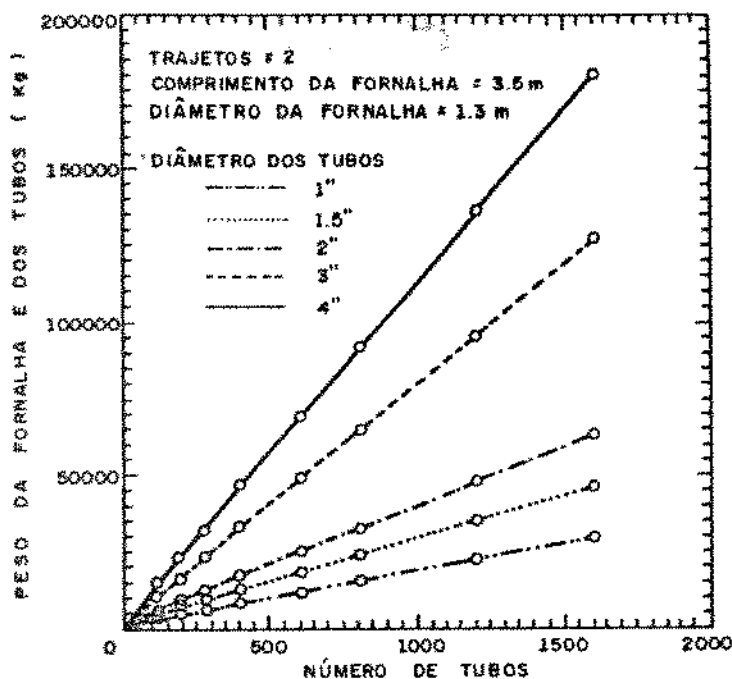


Figura 5.32 - *Peso da Fornoalha e dos Tubos com $D_f = 1,3$ m.*

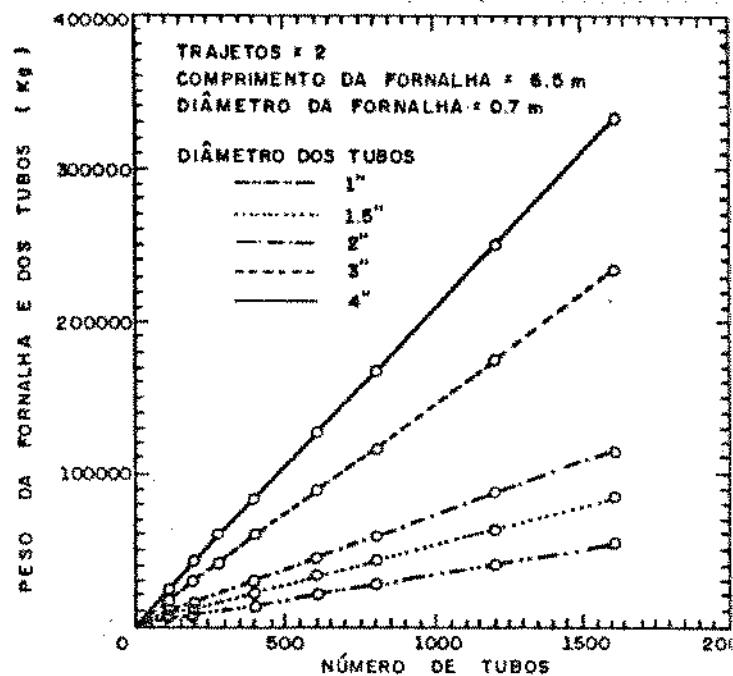


Figura 5.33 - *Peso da Fornoalha e dos Tubos com $L_f = 6,5$ m.*

Para o caso em que se trabalha com o mesmo número de tubos em cada trajeto ou este número é variável, tanto para 2 trajetos, conforme as Figuras 5.30 e 5.34, como para 3 trajetos, Figuras 5.31 e 5.35, o peso da fornoalha e dos tubos diminui quando se trabalha com número variável de tubos, pois no total há uma quantidade menor de tubos do que quando se trabalha com um número fixo de tubos.

Finalmente, analisando o caso em que a razão L_f/D_f aumenta, observa-se através das Figuras 5.32 e 5.33 que o peso da fornoalha e dos tubos aumenta.

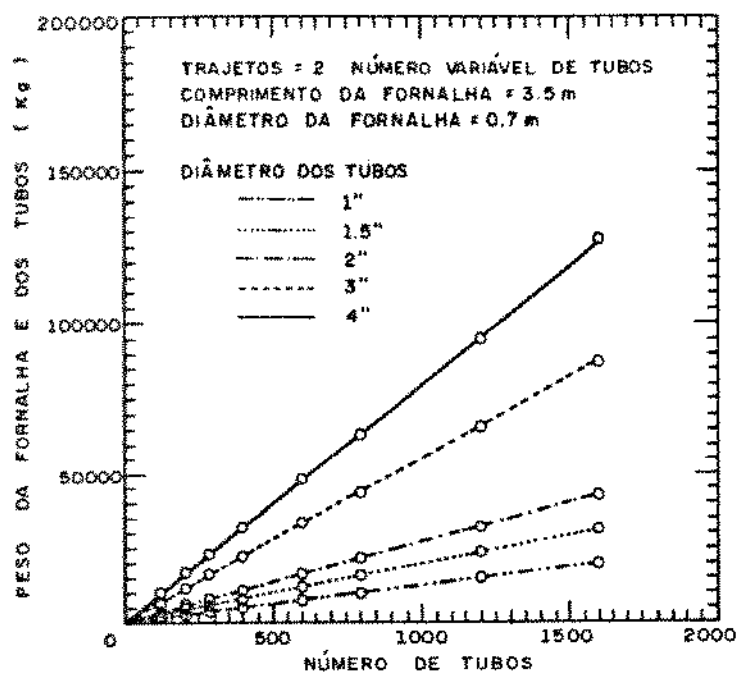


Figura 5.34 - Peso da Fornalha e dos Tubos com Número Variável de Tubos. Ntr = 2.

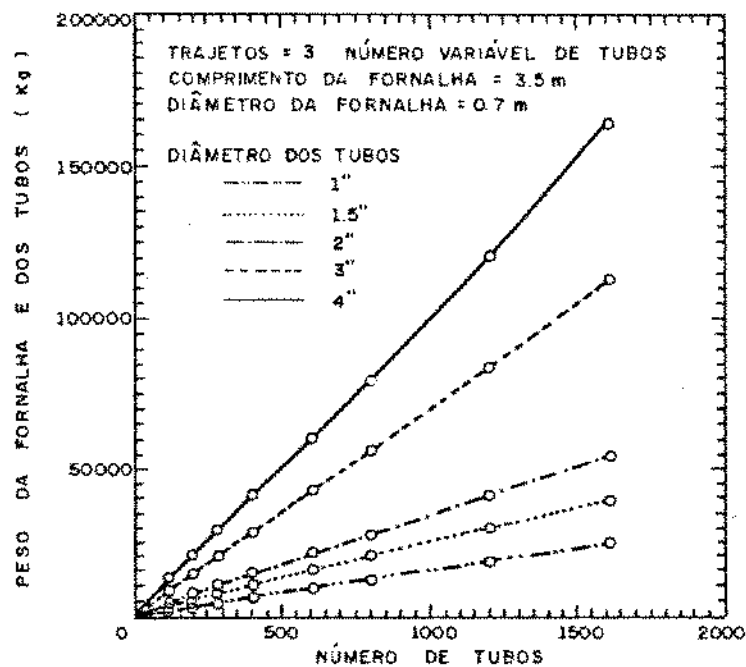


Figura 5.35 - Peso da Fornalha e dos Tubos com Número Variável de Tubos. Ntr = 3.

5.6 - CUSTO TOTAL

Como já foi abordado no capítulo 4, o custo do material utilizado corresponde ao custo de capital, e o custo do consumo de combustível e da energia elétrica correspondem aos custos operacionais, constituindo sua soma o custo total.

Para se ter uma idéia quantitativa dos três custos principais envolvidos e do custo total, a Tabela 5.10 traz alguns exemplos. As curvas correspondentes, isto é: do custo da energia elétrica, do combustível, do material utilizado e do custo total são mostrados na Figura 5.36, em função do número de tubos, para caldeiras com 2 trajetos e tubos de 2".

Tabela 5.10 - Custo Total e Parciais (US\$) para Algumas Caldeiras com 2 Trajetos.

Diâmetro Tubos	Número Tubos	Energia Elétrica	Consumo Combust	Material Utilizado	Custo Total
1"	10/10	36.237	21.510	482	58.229
	120/120	218	20.645	947	21.810
	600/600	10	20.547	2.974	23.531
	1400/1400	2	20.627	6.352	26.981
2"	10/10	2.568	23.554	523	26.645
	120/120	12	21.270	1.439	22.721
	600/600	1	20.831	5.433	26.265
	1400/1400	0	20.981	12.090	33.071
4"	10/10	213	26.128	602	26.943
	120/120	1	21.653	2.385	24.039
	600/600	0	21.229	10.165	31.394
	1400/1400	0	21.665	23.133	44.798

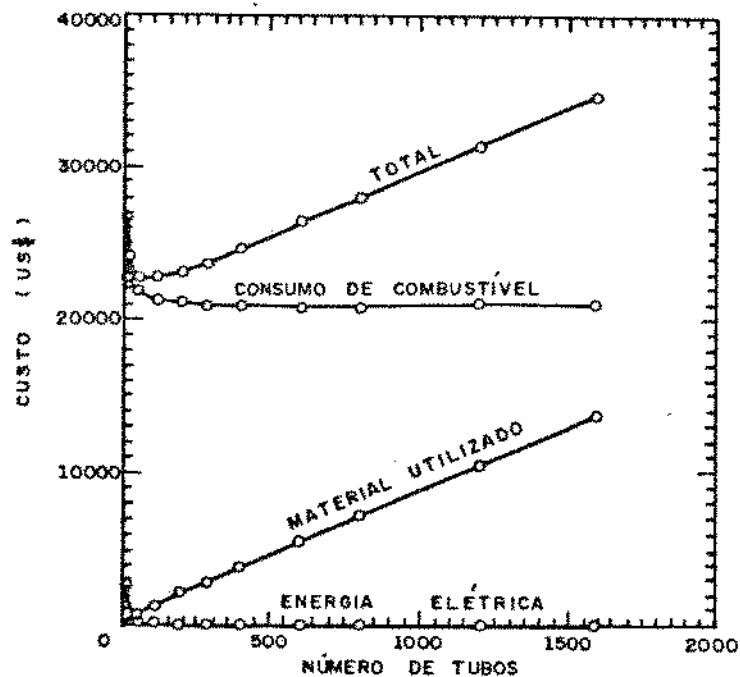


Figura 5.36 - *Custo Parciais e Total de Caldeiras com 2 Trajetos. Diâmetro dos Tubos de 2". $D_f = 0,7$ m. $L_f = 3,5$ m.*

As Figuras 5.37, 5.38 e 5.39 apresentam o custo total em função do número de tubos de convecção, tendo como parâmetro o diâmetro dos tubos e o número de trajetos. O exame destas figuras mostra a existência de um número de tubos que corresponde a um custo mínimo. Este custo mínimo é tanto menor quanto menor o diâmetro dos tubos.

A Tabela 5.11 mostra com maior precisão o custo total para algumas caldeiras em função do diâmetro dos tubos de convecção e em função do número de tubos, para dois trajetos.

Tabela 5.11 - Custo Total (US\$) para Algumas Caldeiras.

Ntr = 2.

Diâmetro Tubos (pol)	Número de Tubos			
	10/10	120/120	600/600	1400/1400
1	58.229	21.810	23.530	26.981
1,25	34.705	22.039	24.425	28.962
1,5	29.779	22.269	25.045	30.338
2	26.645	22.722	26.265	33.072
2,5	26.115	23.071	27.323	35.475
3	26.278	23.500	28.891	39.061
4	26.948	24.039	31.394	44.798

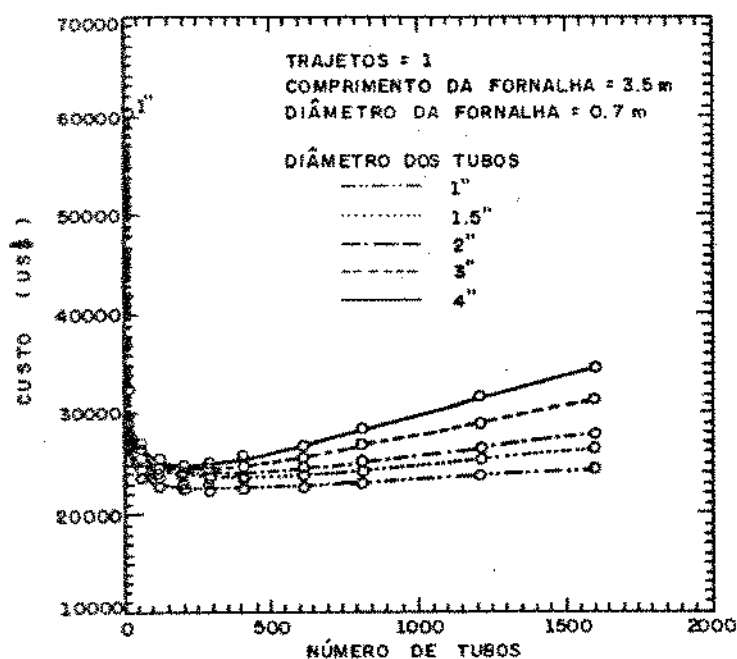


Figura 5.37 - Custo Total com 1 Trajeto.

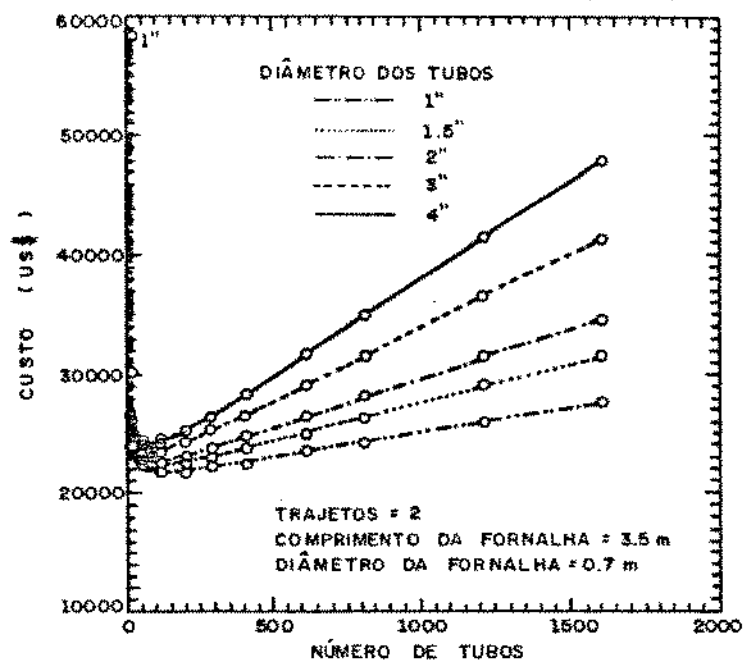


Figura 5.38 - Custo Total com 2 Trajetos.

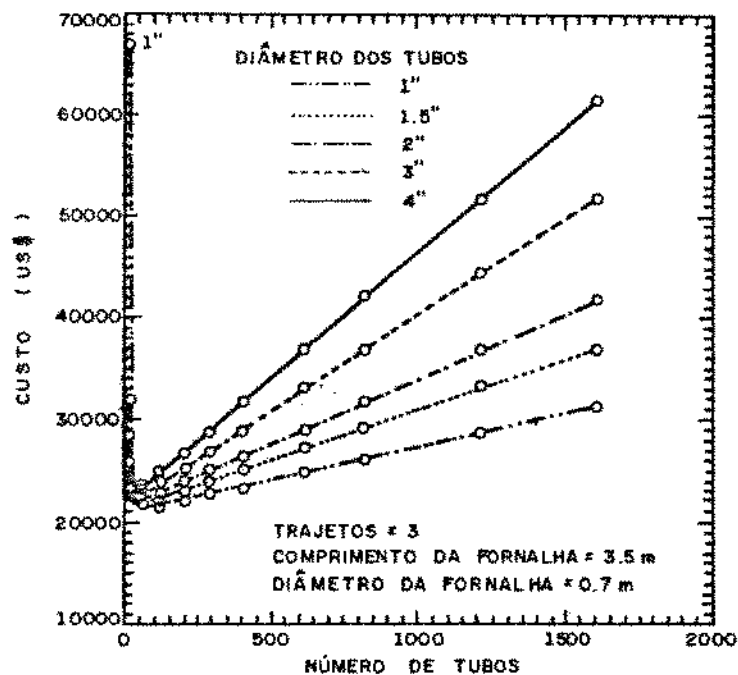


Figura 5.39 - Custo Total com 3 Trajetos

As Tabelas 5.12, 5.13 e 5.14, para 1, 2 e 3 trajetos na zona de convecção, respectivamente, facilitam a análise comparativa dos custos mínimos verificados. O menor dos custos ocorre para 125/125 tubos de 1", dispostos em 2 trajetos, vindo em segundo a caldeira com 70/70/70 tubos de 1,25" dispostos em 3 trajetos.

Tabela 5.12 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 1 Trajeto.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	310	22.544
1,25	320	23.124
1,5	320	23.446
2	310	23.913
2,5	290	24.191
3	260	24.465
4	215	24.719

Tabela 5.13 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	125/125	22.544
1,25	100/100	23.124
1,5	90/90	23.446
2	90/90	23.913
2,5	90/90	24.191
3	85/85	24.465
4	80/80	24.719

Tabela 5.14 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 3 Trajetos.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	110/110/110	21.956
1,25	70/70/70	21.865
1,5	60/60/60	21.904
2	45/45/45	22.119
2,5	40/40/40	22.371
3	40/40/40	22.745
4	80/80	22.231

O efeito do aumento do diâmetro da fornalha de 0,7 para 1,3 m, pode ser estudado através das Figuras 5.38 e 5.40 que trazem o custo total em função do número de tubos. A escala adotada nas figuras não facilita sua comparação direta, que pode ser melhor executada analisando as Tabelas 5.13 e 5.15. Como pode se observar, não há vantagem em aumentar o diâmetro da fornalha.

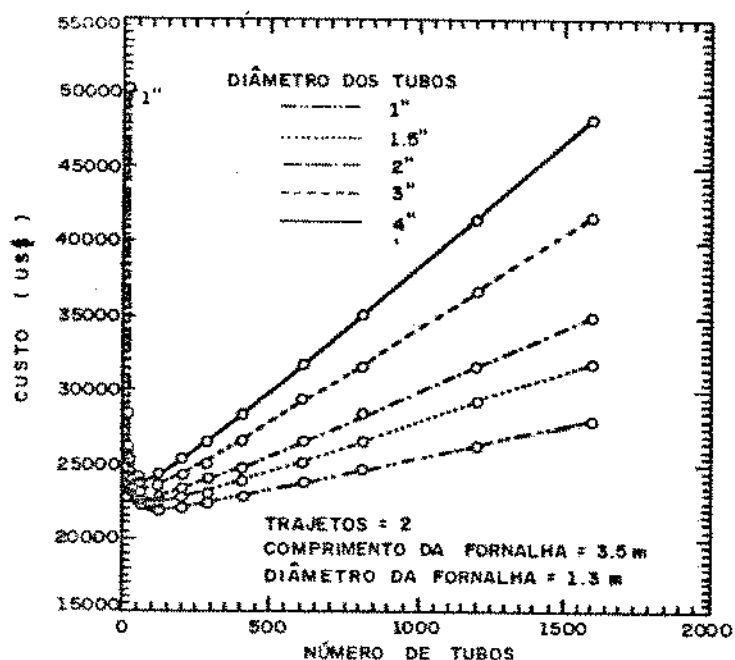


Figura 5.40 - Custo Total com $D_f = 1,3$ m.

Tabela 5.15 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. $D_f = 1,3$ m.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	120/120	21.924
1,25	90/90	22.068
1,5	80/80	22.265
2	75/75	22.649
2,5	75/75	23.339
3	70/70	23.766
4	80/80	24.719

Com relação ao aumento do comprimento da fornalha de 3,5 para 6,5 m, para um mesmo aumento da área de transferência de calor na fornalha, os custos totais podem ser examinados nas Figuras 5.38 e 5.41 em função do número de tubos, bem como nas Tabelas 5.13 e 5.16. A Tabela 5.16 mostra que para as caldeiras de maior comprimento de fornalha, o custo total mensal mínimo de US\$ 21.995,00 corresponde à caldeira com 45/45 tubos de 1,5", contra US\$ 21.808,00 da caldeira menos longa, correspondente à geometria com 125/125 tubos de 1", ambas as caldeiras com 2 trajetos.

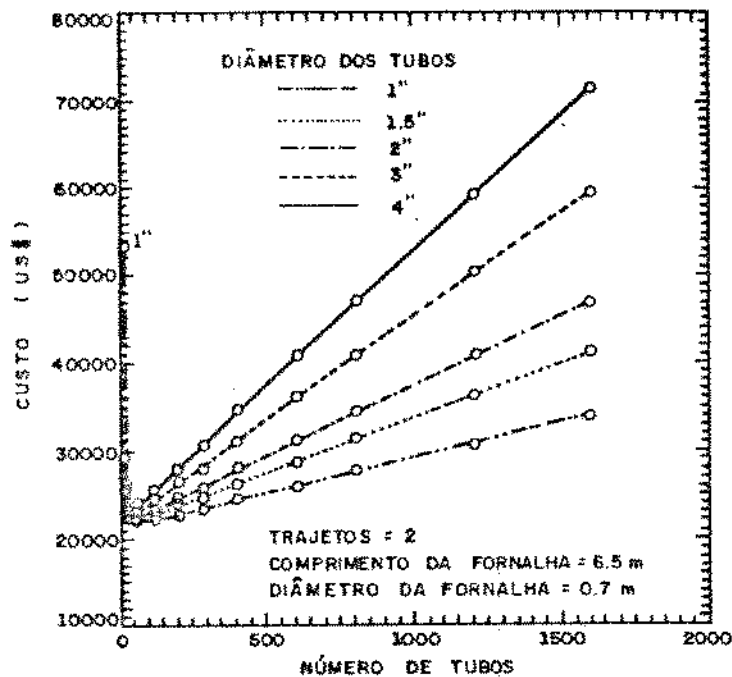


Figura 5.41 - Custo Total com $L_f = 6,5$ m.

Tabela 5.16 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. $L_f = 6,5$ m.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	90/905	22.200
1,25	55/55	22.026
1,5	45/45	21.995
2	35/35	22.079
2,5	30/30	22.239
3	25/25	22.532
4	25/25	23.000

A adocção ou não de trajetos com o mesmo número de tubos não mostra nenhuma redução de custo, como se pode analisar nas Figuras 5.38 e 5.42, e adicionalmente, nas Tabelas 5.13 e 5.17, para 2 Trajetos.

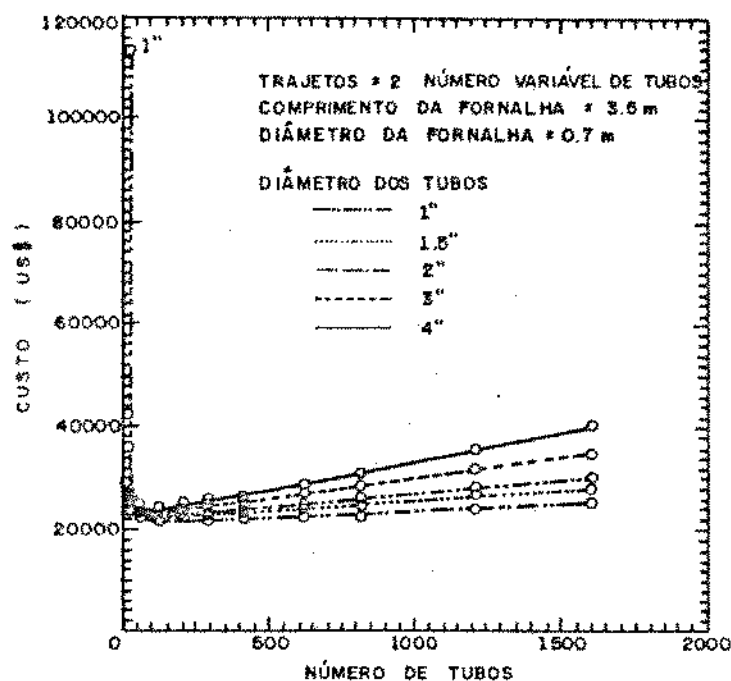


Figura 5.42 - Custo Total com Número Variável de Tubos. Ntr =2.

Tabela 5.17 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Número Variável de Tubos.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	200/83	21.897
1,25	140/64	22.057
1,5	125/60	22.247
2	115/59	22.661
2,5	115/60	22.988
3	105/55	23.377
4	80/60	23.805

As Figuras 5.39 e 5.43 e, correspondentemente, as Tabelas 5.14 e 5.18, permitem conclusões semelhantes para caldeiras com 3 trajetos. Como se pode observar, a caldeira de menor custo da Tabela 5.14 corresponde a 70/70/70 tubos de 1,25", enquanto a da Tabela 5.18 corresponde a uma caldeira de 125/58/46 tubos de 1,25".

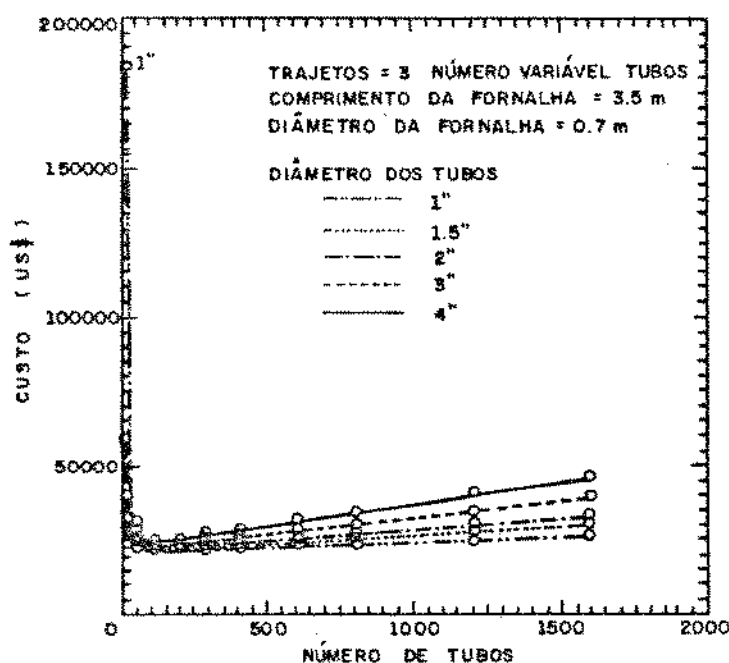


Figura 5.43 - Custo Total com Número Variável de Tubos. Ntr = 3.

Tabela 5.18 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 3 Trajetos. Número Variável de Tubos.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	215/89/75	22.112
1,25	125/38/46	21.964
1,5	100/50/38	21.974
2	80/43/33	22.151
2,5	65/37/28	22.380
3	60/35/27	22.734
4	60/35/28	23.202

5.6.1 - EFEITO DA TAXA ANUAL DE JUROS

Consierou-se também o efeito da taxa anual de juros, admitida como de 6% ao ano nos exemplos até agora citados. A Figura 5.44, cujos custos foram admitidos a uma taxa de juros de 25% ao ano, pode ser comparada à Figura 5.38 e as Tabelas correspondentes são a 5.13 e a 5.19. O custo total mensal aumenta com a taxa de juros, como era de se esperar. Há alteração da geometria mais econômica, variando o número de tubos da zona de convecção.

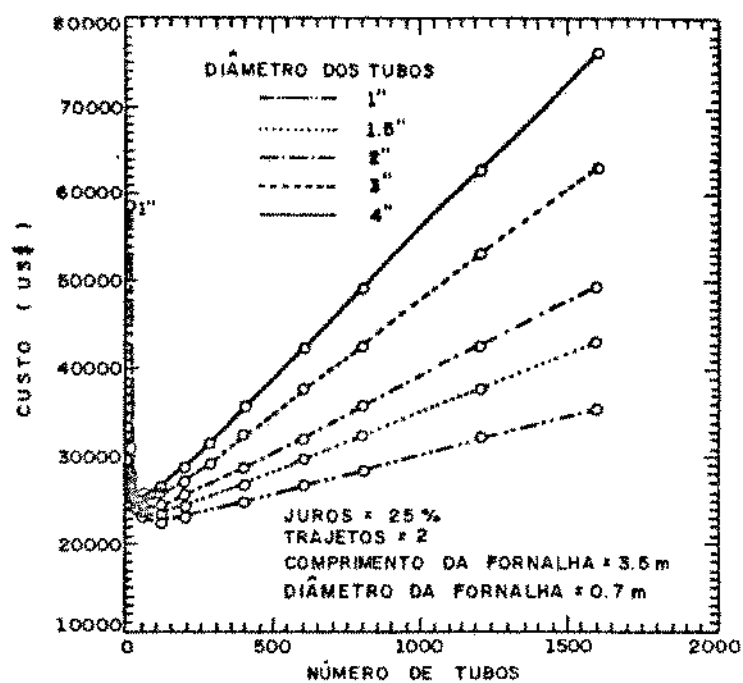


Figura 5.44 - Custo Total com Taxa de Juros de 25% ao Ano.

Tabela 5.19 - Custo Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Juros de 25% ao Ano.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	90/90	22.774
1,25	70/70	22.963
1,5	60/60	23.198
2	55/55	23.731
2,5	55/55	24.179
3	55/55	24.738
4	50/50	25.367

5.6.2 - EFEITO DO TEMPO DE AMORTIZAÇÃO

O tempo de amortização (tempo de vida útil) é outro parâmetro que influencia diretamente o custo total. As Figuras 5.45 e 5.46 consideram tempos de amortização de 5 e 15 anos, respectivamente. O custo total mensao aumenta com a diminuição do tempo de amortização, alterando também a indicação da geometria de menor custo. A mesma conclusão pode ser obtida da observação das Tabelas 5.20 e 5.21.

Os resultados das seções anteriores foram obtidos considerando tempo de amortização de 10 anos.

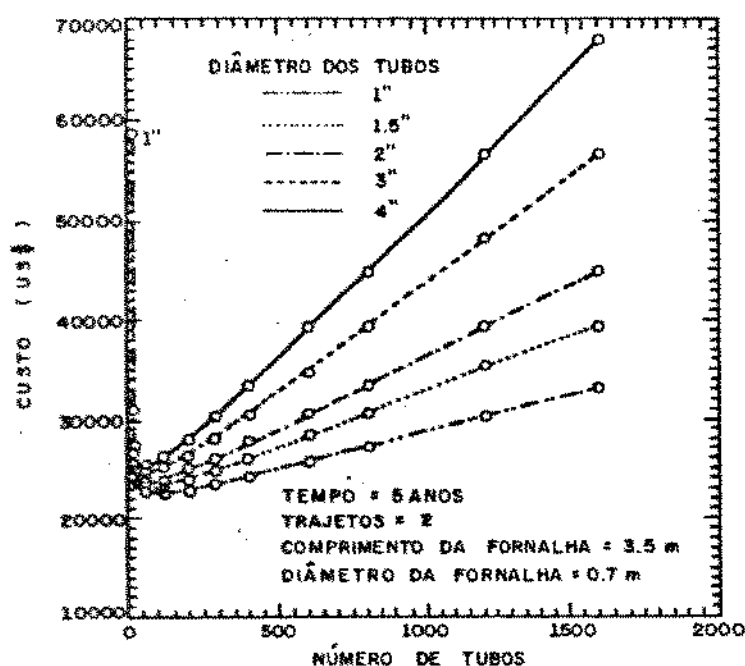


Figura 5.45 - Custo Total com Tempo de Amortização de 5 A- nos.

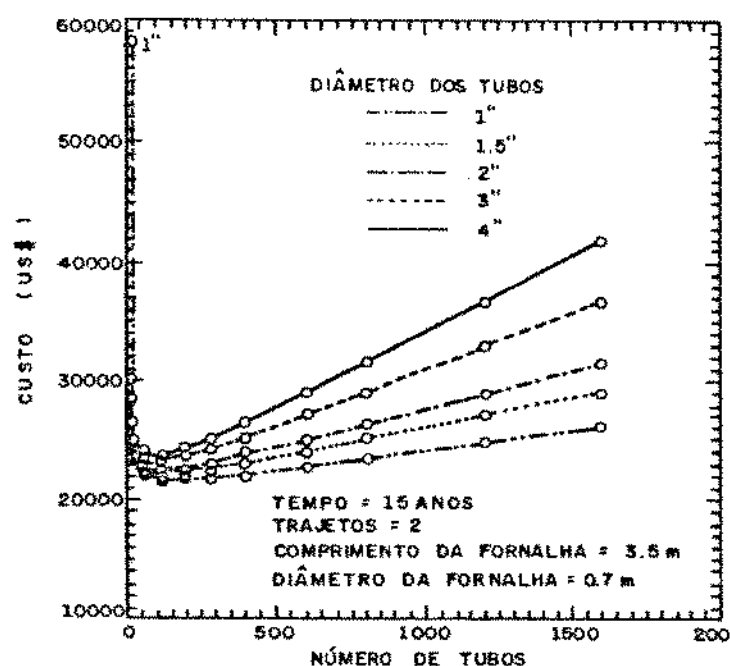


Figura 5.46 - Custo Total com Tempo de Amortização de 15 Anos.

Tabela 5.20 - Custo Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Tempo = 5 Anos.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	105/105	22.496
1,25	75/75	22.697
1,5	65/65	22.929
2	60/60	23.440
2,5	60/60	23.862
3	60/60	24.381
4	60/60	24.967

Tabela 5.21 - Custo Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. Tempo = 15 Anos.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	140/140	21.564
1,25	110/110	21.769
1,5	105/105	21.965
2	105/105	22.362
2,5	105/105	22.663
3	100/100	23.013
4	95/95	23.392

A Tabela 5.22 mostra os custos totais mínimos para cada tipo de caldeira analisada anteriormente, permitindo uma visão geral do custo mínimo em função dos parâmetros considerados.

Tabela 5.22 - Custo Total Mínimo para Cada Tipo de Caldeira Analisada.

Lf (m)	Df (m)	Ntr	Juros (%)	Tempo (anos)	Dc (pol)	Número de Tubos	Custo (US\$)	Temperatura Chaminé(°C)
3,5	0,7	1	6	10	1	310	22.544	271,83
3,5	0,7	2	6	10	1	125/125	21.808	193,74
3,5	0,7	3	6	10	1,25	70/70/70	21.865	186,44
3,5	1,3	2	6	10	1	120/120	21.924	189,79
6,5	0,7	2	6	10	1,5	45/45	21.995	184,49
3,5	0,7	2	6	10	1	200/83	21.897	192,24
3,5	0,7	3	6	10	1,25	125/58/46	21.964	185,69
3,5	0,7	2	25	10	1	90/90	22.774	200,84
3,5	0,7	2	6	5	1	105/105	22.496	197,36
3,5	0,7	2	6	15	1	140/140	21.564	191,57

5.7 - DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção é consolidada a discussão dos itens anteriores deste capítulo.

A temperatura dos produtos da combustão na saída da fornalha é um parâmetro importante, pois no projeto de caldeiras flamotubulares com retorno de chama a seco, onde se trabalha com refratário, ela determina a disponibilidade e o custo do material refratário a ser empregado, podendo ser diminuída com o aumento do diâmetro e/ou do comprimento da fornalha, mantido o comprimento original da chama ou a proporção de seu comprimento relativamente ao da fornalha.

A temperatura na saída da fornalha também pode ser reduzida, embora em menor escala, com o aumento do número de tubos e a diminuição do diâmetro dos tubos de convecção.

Tanto o aumento do diâmetro como do comprimento da fornalha propiciam uma transferência de calor maior, o que faz com que a temperatura na saída da fornalha diminua.

A temperatura dos produtos da combustão na chaminé está relacionada com a perda de calor sensível dos gases na chaminé; quanto mais a temperatura na chaminé se aproxima da temperatura ambiente, maior é o rendimento térmico. Quando se trabalha com combustível que contém enxofre, no entanto é preciso saber qual o ponto de orvalho para que não ocorra a condensação dos óxidos de enxofre formados, o que determina a existência de uma temperatura mínima na chaminé que limita o melhor rendimento térmico possível. Para este caso, combustível com 3,5% de enxofre, a ESSO estabelece que a temperatura mínima é de 160 °C, sendo que para todos os casos executados, não se teve nenhuma temperatura dos produtos da combustão na chaminé abaixo do ponto de orvalho.

A temperatura na chaminé diminui com o aumento do comprimento da fornalha, do número de trajetos, do número de tubos, da razão L/D , do diâmetro da fornalha e com a diminuição do diâmetro dos tubos de convecção. Através da Tabela 5.22 pode-se constatar estas observações, para o caso de custos mínimos. A caldeira de menor temperatura na chaminé não corresponde a de menor custo total.

O rendimento térmico serve para avaliar o desempenho térmico da caldeira; ele está relacionado com o calor perdido por radiação e convecção natural pelas paredes externas da caldeira, com o calor sensível dos gases na chaminé e com o rendimento da combustão, que foi admitido igual a cem por cento no presente trabalho.

O rendimento térmico, em geral, aumenta com o aumento do número de trajetos e com a diminuição do diâmetro dos tubos de convecção. Para o aumento do comprimento da fornalha e da razão L_f/D_f , o rendimento térmico aumenta, mas somente na região em que o número de tubos é pequeno.

A temperatura dos produtos da combustão na chaminé é a variável mais diretamente relacionada com o rendimento térmico que, portanto, depende diretamente das variáveis que influenciam a temperatura na chaminé, como por exemplo o comprimento da fornalha.

A queda de pressão diminui com o aumento do número de tubos, com o aumento do diâmetro dos tubos de convecção, com a diminuição do número de trajetos, com a diminuição da razão L_f/D_f e quando se mantém fixo o número de tubos em cada trajeto da zona de convecção. Ela também diminui com a redução do número de trajetos, porque diminui o número de expansões e contrações.

A análise do custo total mensal mostra que existe um ponto de mínimo; para os casos analisados, por exemplo, para caldeiras com dois trajetos, comprimento da fornalha de 3,5 metros e diâmetro da fornalha de 0,7 metros, os número de tubos que correspondem aos custos mínimos se situam entre 125/125 e 80/80 tubos, enquanto que o custo total mínimo se situa entre 21.808 e 23.834 dólares.

Para a maioria dos casos analisados, os diâmetros dos tubos de convecção menores foram os preferíveis, ou seja, os de 1".

O aumento do número de trajetos não traz forçosamente uma diminuição do custo mínimo, e é necessário analisar caso a caso.

O comportamento do custo total com o aumento do diâmetro da fornalha de 0,7 para 1,3 metros, não mostrou vantagem para os casos estudados, bem como o aumento do comprimento da fornalha (e, conseqüentemente, dos tubos de convecção), resultando em ambos os casos fornalhas com mesma área de transferência de calor.

O uso ou não de trajetos com o mesmo número de tubos mantendo-se no segundo caso a velocidade de escoamento dos gases a mesma na entrada de cada trajeto, não evidenciou vantagem de custo.

Aumentando-se a taxa de juros de 6% para 25% ao ano, o custo total aumentou, o que já era esperado, sendo que a menor variação do custo total ocorreu para o caso $N = 10/10$ tubos de 1" (0,879%) e a maior variação ficou para o caso $N = 1600/1600$ tubos de 4" (58,15%), mostrando que existem casos pouco significativos e muito significativos. Na faixa de caldeiras com custos mínimos, o efeito da taxa de juros no custo total está em torno de 5%.

O aumento do tempo de amortização de 5 para 15 anos, tem um efeito sobre a diminuição do custo total, sendo que a diminuição mínima para o custo total ficou para o caso de $N = 10/10$ tubos e $D_c = 1"$ (0,814%) e a diminuição máxima ficou para o caso de $N = 1600/1600$ tubos e $D_c = 4"$ (38,46%). Na faixa de caldeiras com custo mínimos, o efeito do tempo de amortização no custo total está em torno de 5%.

A Tabela 5.2, que traz os custos totais mínimos para todos os casos, mostra que a melhor caldeira para taxa de juros de 6% ao ano e tempo de amortização de 10 anos, é a caldeira com $L_f = 3,5$ m, $D_f = 0,7$ m, $N_{tr} = 2$, $D_c = 1"$ e $N = 125/125$ tubos com um custo total de 21.808 dólares, que, no entanto, não difere muito dos outros casos. Mesmo quando a taxa de juros aumenta ou o tempo de amortização diminui, o custo total não varia muito.

A presente análise estudou as condições de uma caldeira flamotubular escocesa típica. Os parâmetros que se mostraram mais importantes na minimização do custo foram o número e o diâmetro dos tubos da zona de convecção. Outros parâmetros são importantes, mas sua influência passa a ser relativamente menor, uma vez localizada a região de custos mínimos, delimitada pelo número e diâmetro de tubos mais adequados. O número de trajetos pode ser importante para trazer a temperatura dos produtos da combustão na chaminé a um valor adequado, tendo em vista evitar a condensação dos óxidos de enxofre.

A metodologia, no entanto, é igual, e permite uma exploração exaustiva do universo das possibilidades.

A metodologia desenvolvida foi aplicada para as caldeiras da ATA da Tabela 2.2. As caldeiras deste fabricante se aproximam das condições otimizadas, conforme pode-se observar no exemplo a seguir.

- Caldeira ATA 18

a) Dados do fabricante.

Descarga de vapor: 3300 kg/h.

Pressão de trabalho: 10 kgf/cm².

Comprimento da fornalha: 3,762 m.

Diâmetro da fornalha: 0,7 m.

Diâmetro dos tubos: 2,5".

Número de tubos no 1º trajeto: 83.

Número de tubos no 2º trajeto: 50.

Rendimento térmico: 83%.

Custo total mensal: 25.386 dólares.

b) Caldeira de menor custo calculada pela metodologia proposta, mantendo o tamanho da fornalha e o diâmetro dos tubos de convecção.

Descarga de vapor: 3300 kg/h.

Pressão de trabalho: 10 kgf/cm².

Comprimento da fornalha: 3,762 m.
Diâmetro da fornalha: 0,7 m.
Diâmetro dos tubos: 2,5".
Número de tubos no 1º trajeto: 110.
Número de tubos no 2º trajeto: 57.
Rendimento térmico: 87,32%.
Custo total mensal: 25.346 dólares.

c) Caldeira otimizada calculada pela metodologia proposta

Descarga de vapor: 3300 kg/h.
Pressão de trabalho: 10 kgf/cm².
Comprimento da fornalha: 3,762 m.
Diâmetro da fornalha: 0,7 m.
Diâmetro dos tubos: 1".
Número de tubos no 1º trajeto: 140.
Número de tubos no 2º trajeto: 140.
Rendimento térmico: 91,67%.
Custo total: 24.156 dólares.

Pode-se observar que entre a caldeira da ATA e a correspondente, os resultados estão próximos, enquanto que na caldeira ótima, o rendimento térmico é maior e o custo um pouco menor.

5.8 - APLICAÇÃO DO MÉTODO DA CÂMARA LONGA

Como foi visto anteriormente, o método da Câmara Longa permite fazer o dimensionamento de uma caldeira, atendendo às condições de processo. Ela pressupõe, no entanto, combustão instantânea na entrada da fornalha e, em princípio, não é tão flexível quanto o método do Lobo Estendido, para uma proposta de geometria completa.

As condições de processo exploradas neste item são as mesmas estudadas até agora, a saber:

- Descarga do vapor de água: 3000 Kg/h;
- Pressão do vapor de água: 8 Kgf/cm²;
- Temperatura de saturação da água: 169,6 °C;
- Combustível: óleo BPF;
- Temperatura de saída na fornalha: 955 e 1150 °C;
- Temperatura na chaminé: 183 °C e
- Excesso de ar: 10%.

O número de tubos em cada passagem variou de 10 a 400 tubos no primeiro trajeto da zona de convecção. O diâmetro dos tubos de convecção variou de 1" a 4" com incrementos comerciais. Os números de trajetos analisados foram 1, 2 e 3.

O processo de geração de uma caldeira através do método da Câmara Longa se faz fixando as temperaturas na chaminé T_b e na saída da fornalha T_a . A partir dessas temperaturas, seguindo o procedimento indicado no Capítulo 2, é possível chegar às várias geometrias que atendam às condições de processo, sendo o comprimento e o diâmetro da fornalha os principais dados de saída. Cada arranjo geométrico corresponde a um custo total mensal, cuja análise permite selecionar o equipamento de menor custo.

5.8.1 - CUSTO TOTAL

O custo total mensal varia conforme o número de tubos, como pode ser observado nas Figuras 5.47, 5.48 e 5.49, para 1, 2 e 3 trajetos, respectivamente. Existe um ponto, no qual o custo é mínimo para cada diâmetro dos tubos.

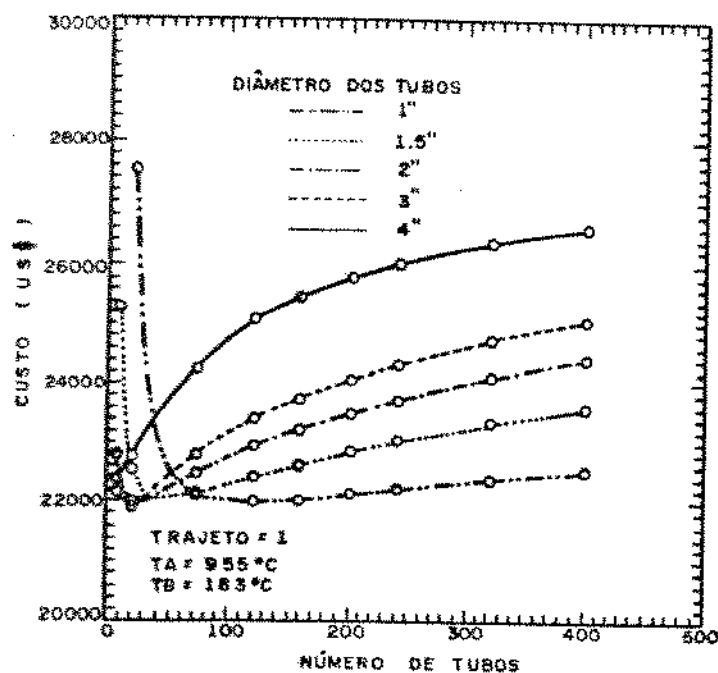


Figura 5.47 - Custo Total para Caldeiras com 1 Trajeto e $T_a = 955^{\circ}\text{C}$.

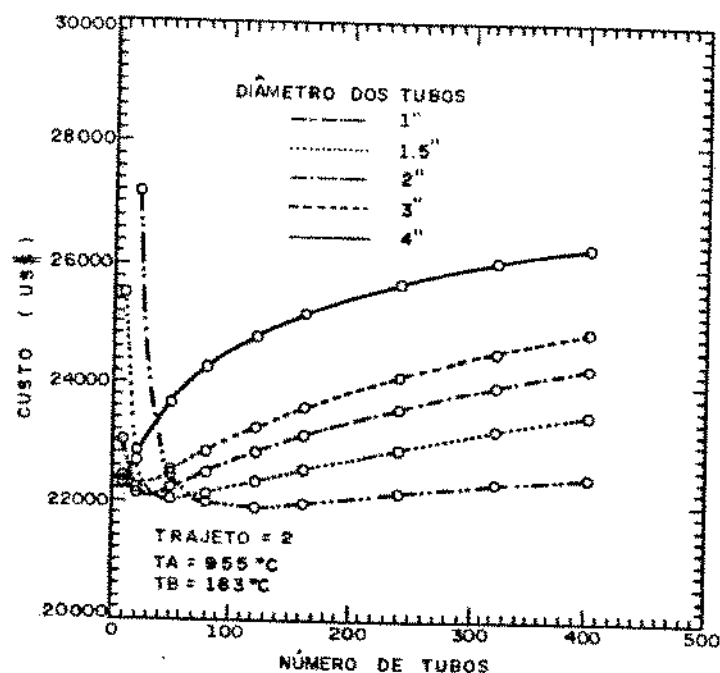


Figura 5.48 - Custo Total para Caldeiras com 2 Trajetos e $T_a = 955^{\circ}\text{C}$.

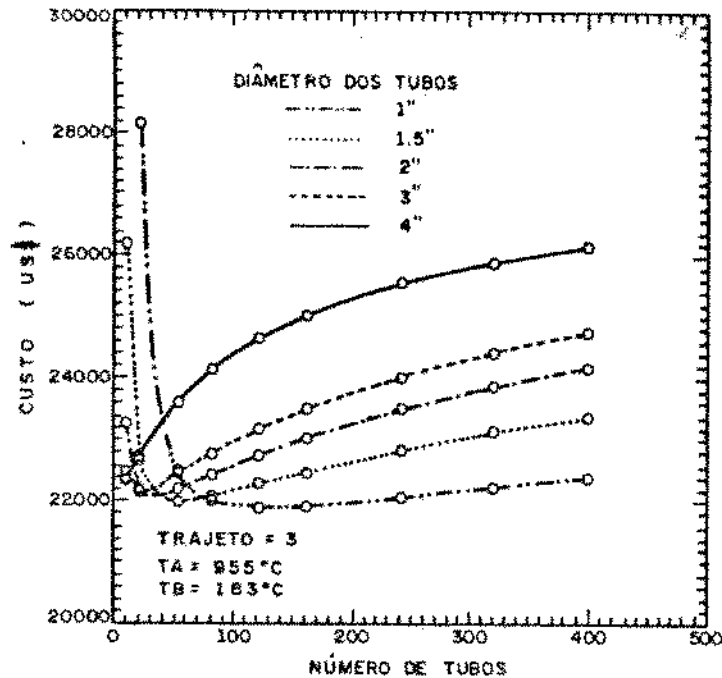


Figura 5.49 - Custo Total para Caldeiras com 3 Trajetos e $T_a = 955^{\circ}\text{C}$.

As Tabelas 5.23, 5.24 e 5.25 trazem os custos mínimos para 1, 2 e 3 trajetos, respectivamente, para facilitar a análise comparativa.

Tabela 5.23 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 1 Trajeto. $T_a = 955^{\circ}\text{C}$.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	120	22.017
1,25	60	22.063
1,5	40	22.071
2	20	21.877
2,5	20	21.919
3	10	22.046
4	10	22.353

Tabela 5.24 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. $T_a = 955\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	120/120	21.933
1,25	60/60	21.992
1,5	50/50	22.029
2	30/30	22.092
2,5	20/20	22.132
3	10/10	22.154
4	10/10	22.282

Tabela 5.25 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 3 Trajetos. $T_a = 955\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	120/120/120	21.917
1,25	70/70/70	21.972
1,5	50/50/50	22.006
2	30/30/30	22.067
2,5	20/20/20	22.113
3	10/10/10	22.202
4	10/10/10	22.325

A situação de menor custo varia com o número de trajetos, indo de 20 tubos de 2" em 1 trajeto para 120/120/120 tubos de 1" no caso de 3 trajetos. Os custos mínimos apresentados, no entanto, não diferem significativamente.

As Figuras 5.48 e 5.50 permitem comparar o custo total para temperaturas na saída da fornalha de $955\text{ }^{\circ}\text{C}$ (1228 K) e $1150\text{ }^{\circ}\text{C}$ (1423 K), para o caso de 2 trajetos.

Estes dados podem ser melhor analisados nas Tabelas 5.24 e 5.26, onde se observa uma pequena redução do custo para um aumento na temperatura dos gases na saída da fornalha.

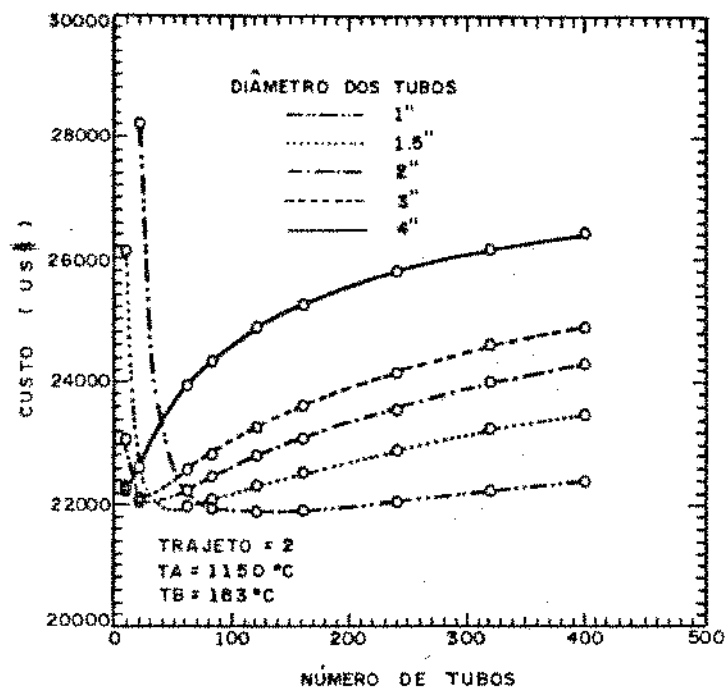


Figura 5.50 - Custo Total para Caldeiras com 2 Trajetos e $T_a = 1150^{\circ}\text{C}$.

Tabela 5.26 - Custos Mínimos em Função do Número de Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos. $T_a = 1150^{\circ}\text{C}$.

Diâmetro Tubos (pol)	Número Tubos	Custo Total (US\$)
1	120/120	21.887
1,25	70/70	21.937
1,5	50/50	21.966
2	30/30	22.007
2,5	20/20	22.010
3	10/10	22.039
4	10/10	22.244

5.8.2 - COMPRIMENTO TOTAL DOS TUBOS DE CONVECÇÃO

O comprimento total dos tubos de convecção é igual ao comprimento da fornalha vezes o número de trajetos. A Tabela 5.27 traz o comprimento total dos tubos de convecção para uma caldeira com dois trajetos. Observa-se que o comprimento tende a cair com o aumento do número de tubos, aumentando, em geral com o diâmetro dos tubos.

Tabela 5.27 - Comprimento Total dos Tubos de Convecção (m)
para Caldeiras com 2 Trajetos. $T_a = 955^\circ\text{C}$.

Número de Tubos	Diâmetro dos Tubos (pol)		
	1	2	4
10/10	10,6924	18,0354	28,5146
40/40	8,0154	13,0054	18,1438
80/80	6,8940	10,7470	13,4256
120/120	6,2916	9,4776	10,9104
200/200	5,5748	7,9300	8,1006
320/320	4,9496	6,5666	5,9382
400/400	4,6620	5,9460	5,0636

O comprimento total dos tubos de convecção praticamente não se altera com o aumento do número de trajetos, conforme pode ser visto na Tabela 5.28.

Tabela 5.28 - Comprimento Total dos Tubos de Convecção (m) em Função do Número de Trajetos para Caldeiras com $D_c = 1''$ e $T_a = 955^\circ\text{C}$.

Número de Trajetos	Número de Tubos	Comprimento Total
1	10	10,6927
	40	8,0191
	80	6,8998
	200	5,5793
	400	4,6665
2	10/10	10,6924
	40/40	8,0154
	80/80	6,8956
	200/200	5,5748
	400/400	4,6620
3	10/10/10	10,6884
	40/40/40	8,0121
	80/80/80	6,8928
	200/200/200	5,5725
	400/400/400	4,6599

Há um pequeno aumento do comprimento total dos tubos de convecção quando se aumenta a temperatura na saída da fornalha, conforme pode ser visto na Tabela 5.29.

Tabela 5.29 - Comprimento Total dos Tubos de Convecção (m) em Função da Temperatura na Saída da Fornalha.
 $N_{tr} = 2$ e $D_c = 1"$.

Número de Tubos	T_a (°C)	
	955	1150
10/10	10,6924	11,2376
40/40	8,0154	8,4218
80/80	6,8956	7,2426
200/200	5,5748	5,8496
400/400	4,6620	4,6854

5.8.3 - DIÂMETRO DA FORNALHA

A Tabela 5.30 traz o diâmetro da fornalha em função do número e do diâmetro dos tubos para caldeiras com 2 trajetos. Ele cresce com o número de tubos e, em geral, decresce com o aumento do seu diâmetro.

Tabela 5.30 - Diâmetro da Fornalha (m) em Função do Número e Diâmetro dos Tubos para Caldeiras com 2 Trajetos.

Número de Tubos	Diâmetro dos Tubos (pol)		
	1	2	4
10/10	0,9204	0,5725	0,2492
40/40	0,6456	0,7833	0,5764
80/80	0,7425	0,9196	0,7709
120/120	1,4079	1,0217	0,9193
200/200	1,5475	1,1776	1,1662
320/320	1,6985	1,3656	1,4854
400/400	1,7801	1,4757	1,6813

O diâmetro da fornalha aumenta quando se aumenta o número de trajetos, conforme pode ser visto na tabela 5.31 para uma caldeira de diâmetro de tubos de 1".

Tabela 5.31 - Diâmetro da Fornalha (m) em Função do Número de Trajetos para Caldeiras com $D_c = 1''$ e $T_a = 955^\circ\text{C}$.

Número de Trajetos	Número de Tubos	Comprimento Total
1	10	0,4611
	40	0,6456
	80	0,7425
	200	0,8923
	400	1,0326
2	10/10	0,9204
	40/40	1,1578
	80/80	1,3024
	200/200	1,5475
	400/400	1,7801
3	10/10/10	1,2769
	40/40/40	1,5996
	80/80/80	1,7998
	200/200/200	2,1279
	400/400/400	2,4521

O diâmetro da fornalha diminui com o aumento da temperatura na saída da fornalha, conforme se observa na Tabela 5.32 para uma caldeira com 2 trajetos.

Tabela 5.32 - Diâmetro da Fornalha (m) em Função da Temperatura na Saída da Fornalha. $N_{tr} = 2$ e $D_c = 1''$.

Número de Tubos	T_a ($^{\circ}C$)	
	955	1150
10/10	0,9204	0,5745
40/40	1,1578	0,7462
80/80	1,3024	0,8442
200/200	1,5475	1,0049
400/400	1,7801	1,1555

5.8.4 - COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DO MÉTODO DA CÂMARA LONGA PROPOSTO POR CHADDERTON E O COMPLETO

A Tabela 5.33 traz os valores do comprimento e do diâmetro da fornalha através do método proposto por Chadderton e através do método da Câmara Longa Completo.

Tabela 5.33 - Comprimento e Diâmetro através dos 2 Métodos.

D_c N_{tr}	GEOMETRIA	CHADDERTON	COMPLETO
1"	L_f (m)	3,539	3,551
70/70	D_f (m)	1,249	1,273
1"	L_f (m)	3,446	3,448
80/80	D_f (m)	1,273	1,302
1,5"	L_f (m)	4,858	4,637
80/80	D_f (m)	1,003	1,034

A Tabela 5.34 traz as transferências de calor para as geometrias calculadas pelos métodos, tanto o proposto por Chadderton, quanto o desta dissertação, correspondentes à da Tabela 5.33.

Tabela 5.34 - Transferência de Calor (W) pelos 2 Métodos.

Dc N	MÉTODO	Transferência de Calor			
		Radiação Fornalha	Convecção Fornalha	Convecção Tubos	Radiação Tubos
1" 70/70	Chadderton Completo	1033081 923142	54009	874402 781389	101083
1" 80/80	Chadderton Completo	1032997 925614	51471	874412 786897	95517
1,5" 80/80	Chadderton Completo	1036548 896159	83567	877526 773847	110952

Pode-se perceber pela Tabela 5.34 que existe uma diferença na transferência de calor por convecção nos tubos entre os dois métodos e também para transferência de calor por radiação na fornalha, para os dois métodos.

Para caldeiras de custos otimizados, conforme as geometrias da Tabela 5.33, verifica-se que a simplificação proposta por Chadderton não leva a diferenças significativas. Estas diferenças, no entanto, podem ser grandes no caso geral.

5.8.5 - DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DO MÉTODO DA CÂMARA LONGA

Como foi visto no capítulo 2, o dimensionamento da caldeira se inicia pelo cálculo do comprimento total dos tubos de convecção; na sequência, a partir do número de trajetos admitido, se calcula o comprimento da fornalha, e por conseguinte o diâmetro da mesma. Terminado o processo de geração da geometria, calcula-se o rendimento térmico, a queda de pressão, o peso da fornalha e dos tubos e os custos envolvidos.

Através da equação (2.11) pode-se observar a priori que o comprimento total dos tubos diminui com o aumento do número de tubos, que se encontra no denominador da equação. Na mesma equação, o diâmetro dos tubos aparece no denominador, assim como o coeficiente de transferência de calor, a emissividade e absortividade dos gases, que dependem do diâmetro dos tubos. A Tabela 5.27 traz o comportamento do comprimento total dos tubos em função do diâmetro dos tubos. As Figuras 5.47, 5.48 e 5.49, bem como a Tabela 5.27 mostram o efeito combinado destas variáveis.

O comprimento total dos tubos de convecção aumenta com a temperatura na saída da fornalha, em virtude do aumento do limite de integração, sendo que este aumento faz com que as propriedades térmicas e radiantes influenciem no cálculo do comprimento total.

O diâmetro da fornalha aumenta com o número de tubos, conforme Tabela 5.30. Isto ocorre indiretamente porque na equação (2.21) o comprimento da fornalha L_f que aparece no denominador, diminui com o aumento do número de tubos.

O diâmetro da fornalha varia com o diâmetro dos tubos, conforme a Tabela 5.30. O diâmetro dos tubos também não aparece diretamente no cálculo; a influência se exerce diretamente através do comprimento da fornalha.

Quanto maior o número de trajetos maior o diâmetro da fornalha, conforme pode ser visto na Tabela 5.31 e observado quando se substitui a equação (2.12) na equação (2.21).

O aumento da temperatura na saída da fornalha faz com que o diâmetro da fornalha diminua, conforme Tabela 5.32. A análise é análoga à do aumento do comprimento total dos tubos de convecção em função da temperatura na saída da fornalha.

A análise dos custos mínimos pode ser feita através das Tabelas 5.23 a 5.26. De uma maneira geral, os custos mínimos ocorreram para o diâmetro dos tubos de 1" e número de tubos igual a 120 no primeiro trajeto da zona de convecção; somente no caso de caldeiras com 1 trajeto é que o custo mínimo correspondeu a uma caldeira com diâmetro de tubos de 2" e número de tubos igual a 20. Esta é a caldeira de menor custo entre todas as examinadas. A ela corresponde, no entanto, um diâmetro de fornalha de 0,0083m e 15,38 m de comprimento, dimensões obviamente não adequadas para um equipamento real.

Descartando esta caldeira, a de menor custo que vem em seguida, corresponde à primeira caldeira da Tabela 5.26, com comprimento de fornalha de 3,30 m e diâmetro de fornalha de 0,91 m, o que agora seria mais real, resultando numa razão L_f/D_f de 3,62, que está de acordo com as proporções encontradas na prática.

6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O trabalho realizado nesta dissertação teve como objetivo o desenvolvimento de um procedimento para o projeto termohidráulico otimizado de uma caldeira flamotubular escocesa de retorno seco, levando à obtenção de uma configuração geométrica de menor custo.

O procedimento pode ser prontamente estendido para caldeiras flamotubulares com outras concepções. Ele consiste em três etapas principais: o Dimensionamento, que consite na geração e proposição de arranjos geométricos para o equipamento factíveis de atender às condições de processo especificadas; a Verificação, em que, como o nome indica, verifica se o calor transferido, o rendimento proposto e a perda de pressão dos gases na caldeira atendem à especificação e, finalmente, uma etapa dita de Otimização, em que se escolhe dos arranjos geométricos propostos que atendem à especificação, aquele que corresponde a um custo total mensal mínimo.

A metodologia de verificação por excelência, é a de Lobo Estendida, como foi visto ao longo do trabalho.

Trabalhou-se com três custos principais, ou seja, o custo da energia elétrica, o do material utilizado e o do consumo de combustível. Pode-se observar que os custos mínimos não variam muito entre si, o que pode ser verificado na Tabela 5.22. A mudança da taxa de juros e do tempo de amortização, causam variação não significativa dos custos mínimos, mas alteram a escolha da geometria mais econômica.

A Tabela 5.10 e a Figura 5.36 trazem a influência dos vários custos sobre o custo total e mostram que o consumo de combustível é o que tem maior influência no custo total nas geometrias mais viáveis.

Para o caso analisado, de óleo combustível contendo enxofre, a ESSO recomenda que a temperatura mínima na chaminé seja de 160 °C. A caldeira de menor custo apresentou uma temperatura na chaminé de 195 °C, somente um pouco a mais do que é recomendado. Houve casos em que a temperatura na chaminé foi menor, cerca de 190 °C, mas o custo total foi maior. Em outros casos ainda, a temperatura na chaminé saiu com um valor elevado; como é o caso de caldeiras com um trajeto.

A caldeira de melhor rendimento térmico foi a de 3 trajetos, diâmetro de 1" e número de tubos 125/125/125, cujo rendimento térmico foi de 92,72%, enquanto que a caldeira de menor custo, foi a caldeira de 2 trajetos, diâmetro de 1" e número de tubos 125/125, teve um rendimento térmico de 91,92%; percebe-se, portanto, que a caldeira de menor custo não corresponde à de maior rendimento térmico.

O custo da energia elétrica está diretamente relacionado com a queda de pressão nos tubos, sendo que a queda de pressão cai rapidamente tanto com o aumento da quantidade de tubos quanto com o aumento do seu diâmetro.

O peso da fornalha e dos tubos e, portanto, o custo de investimento, cresce diretamente com a quantidade de tubos e o diâmetro dos tubos.

A manutenção da velocidade dos produtos da combustão na entrada de cada trajeto de convecção, o que leva a uma redução da quantidade dos tubos em trajetos subsequentes, não mostrou vantagem de custo.

O método da Câmara Longa também foi apresentado no trabalho, aplicado com a finalidade de otimização dos custos das caldeiras. Como ele gera as dimensões da fornalha, pode ocorrer que uma caldeira de menor custo corresponda a um arranjo geométrico irreal, como no caso da fornalha de 0,0083 m de diâmetro de fornalha. É importante observar que o método pressupõe combustão instantânea e completa na entrada da fornalha.

O aumento da temperatura na saída da fornalha de 955 °C para 1150 °C, levou o custo total a diminuir de 21932,83 dólares para 21886,87 dólares nos exemplos estudados.

Nos dois métodos foi preferível utilizar temperaturas mais elevadas na saída da fornalha, pois isso acarretou em custos menores, mas é preciso trabalhar com os refratários que existem no mercado para suportarem temperaturas mais elevadas.

O procedimento de cálculo desenvolvido neste trabalho para caldeiras flamotubulares do tipo escocesa, pode ser ampliado para outros tipos de caldeiras, tais como a locomotiva ou locomóvel e a multitubular.

O projeto termohidráulico deve ser feito em colaboração com o fabricante de queimadores, para se adaptar queimadores adequados à geometria da fornalha e se obter as informações necessárias quanto ao comprimento da chama bem como sobre sua curva de liberação de energia.

Há possibilidade de aplicar métodos mais sofisticados, como o método das zonas, para o projeto do equipamento. A dificuldade aumenta exponencialmente e as vantagens seriam desprezíveis a menos que se obtivesse dados mais detalhados e adequados quanto à fluidodinâmica e à queima do combustível no interior da fornalha, o que é uma tarefa muito complicada, justificável num estudo caso

a caso, para uma geometria particular definida a priori, mas não num processo de otimização.

Para fins de projeto comercial, a metodologia apresentada é adequada, podendo ser aplicada de maneira sistemática para gerar uma família de caldeiras para o mercado.

A - TIPOS DE CALDEIRAS FLAMOTUBULARES

A.1 - CLASSIFICAÇÃO

As caldeiras flamotubulares são classificadas basicamente em:

1) Caldeiras Verticais

- De fornalha interna e
- De fornalha externa.

2) Caldeiras Horizontais

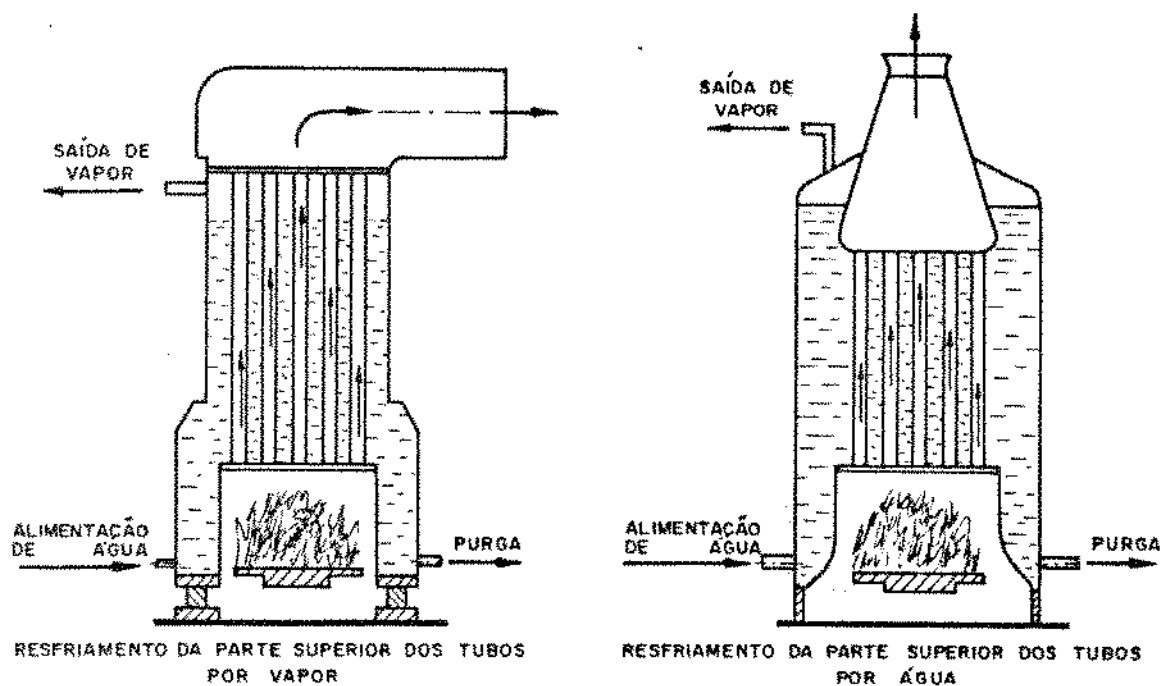
- De fornalha interna
 - Cornovaglia ("Cornish")
 - Lancashire
 - Locomóveis
 - Locomotivas
 - Escocesas ("Scotish")
- De fornalha externa
 - Multitubulares de duas ou três voltas de chama ("Horizontal Return Tubular Boiler; Economic; Firebox; Short Fire Box").

Uma caldeira é considerada com fornalha interna quando a região da fornalha é completamente cercada por superfícies resfriadas a água.

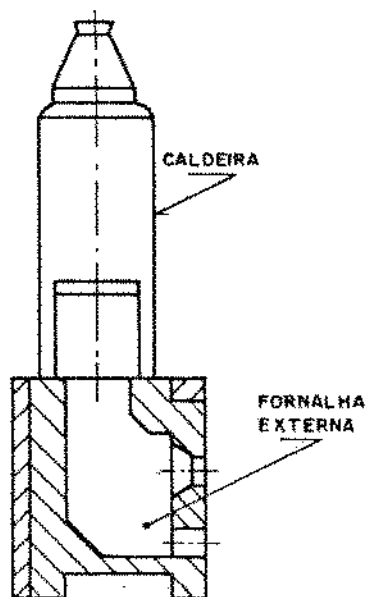
A.1.1 - CALDEIRAS VERTICAIS

As caldeiras verticais consistem de um corpo cilíndrico fechado nas extremidades por placas circulares, contendo furos regularmente distribuídos, que permitem fixar tubos verticais, assegurando a passagem dos gases quentes da combustão desde a

fornalha até a chaminé. A água permanece no interior do corpo cilíndrico, envolvendo a superfície externa dos tubos, através da qual se processa a transferência de calor.



a) FORNALHA INTERNA
CALDEIRA MANNING



b) FORNALHA EXTERNA

Figura A.1 - Esquema de Caldeira Vertical

Os geradores de fornalha interna possuem uma câmara de água envolvendo a câmara de combustão. Os geradores de fornalha externa são particularmente usadas quando o combustível tem baixo poder calorífico.

Como a parte superior dos tubos é resfriada pelo vapor formado, a partida não pode ser forçada para evitar dano. É essencial que a queima de combustível seja lenta.

A água adjacente à fornalha sobe ladeando os tubos e desce no contato com as superfícies frias do casco externo. A circulação é boa, com exceção das pernas que envolvem a fornalha.

Estas caldeiras são facilmente transportáveis, exigem pequenas fundações e apresentam grande facilidade de instalação.

São caldeiras de rendimento baixo, da ordem de 65 a 67%. São construídas de 2 a 30 m², com vaporização específica de 15 a 16 Kg/h.m², sendo construídas até pressão de 10 Kgf/cm².

A.1.2 - CALDEIRAS HORIZONTAIS

1) Caldeiras Cornovaglia e Lancashire

As caldeiras Cornovaglia e Lancashire são caldeiras com a mesma concepção. Elas têm um corpo cilíndrico horizontal de grandes dimensões, contendo internamente um tubulão de fogo de grande diâmetro no caso da Cornovaglia e 2, 3 e até 4 tubulões internos no caso da Lancashire. Esta permite maiores capacidades e maiores pressões de trabalho.

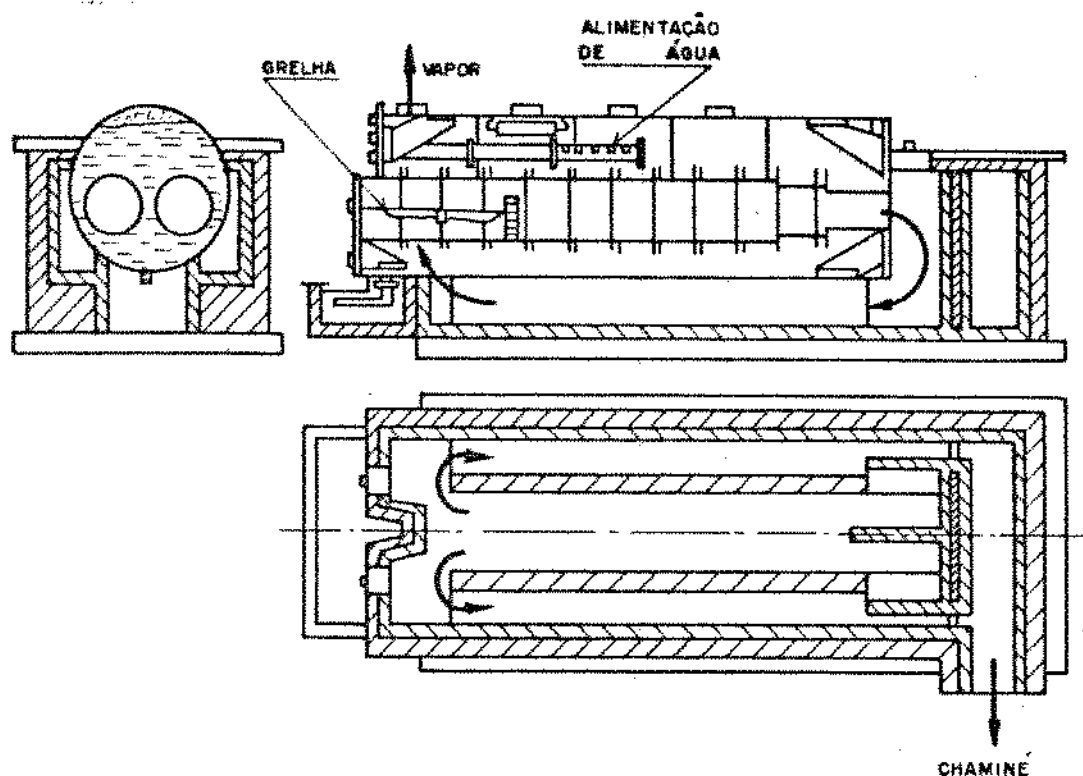


Figura A.2 - Caldeira Lancashire

Os produtos da combustão atravessam o tubulão de fogo, se defletindo para baixo ao fim deste. Caminham por baixo do casco para a frente da caldeira, onde se bifurcam de cada lado do casco e voltam para trás, se reunindo novamente numa câmara de onde descarregam para a chaminé. Na Cornovaglia os gases passam primeiro pelo lado do casco e depois por baixo.

É possível instalar superaquecedor nestas caldeiras. Elas têm grande volume de água, exigindo tempo apreciável para atingir condições de operação. São de funcionamento simples, mas de baixo rendimento térmico.

Tabela A.1 - Caldeiras Lancashire e Cornovaglia

Características	Unidade	Lancashire	Cornovaglia
Comprimento	m	7-9	4-8
Diâmetro	m	2-3	1,25-1,75
Capacidade Máxima	t/h	8	1,5
Pressão Máxima	Kgf/cm ²	15	10
Vaporização Específica	Kg/h.m ²	16-18 econ	12-14
Rendimento Térmico	%	60-62	60-62

2) Caldeira Multitubular ("Horizontal Return Boiler")

Progresso na área de fabricação, bem como exigências dos usuários para maior quantidade de vapor fizeram com que os fabricantes substituíssem os tubulões por inúmeros tubos de diâmetro não superior a 4 polegadas. Isto impede a instalação de fornalhas internas e resultou no fato de que as unidades são totalmente revestidas de alvenaria.

Os espelhos que recebem os tubos são planos; as unidades de pequeno porte usam tubos de 2,5 a 3 polegadas de diâmetro externo, e as grandes unidades de 4 polegadas.

A fornalha é constituída pela própria alvenaria de revestimento, e está colocada abaixo do corpo cilíndrico. Os gases quentes da combustão entram primeiro em contato com a parte inferior do casco, entram no interior dos tubos e saem pela frente, diretamente para a chaminé, verificando-se duas voltas de chama. Outras vezes, os gases podem voltar lateralmente, descendo na parte posterior para o canal da chaminé, constituindo uma terceira volta de chama.

Permitem a queima de qualquer combustível. Tem maior custo de instalação e de manutenção do que outras caldeiras existentes, como as escocesas. São ainda usadas, embora em declínio.

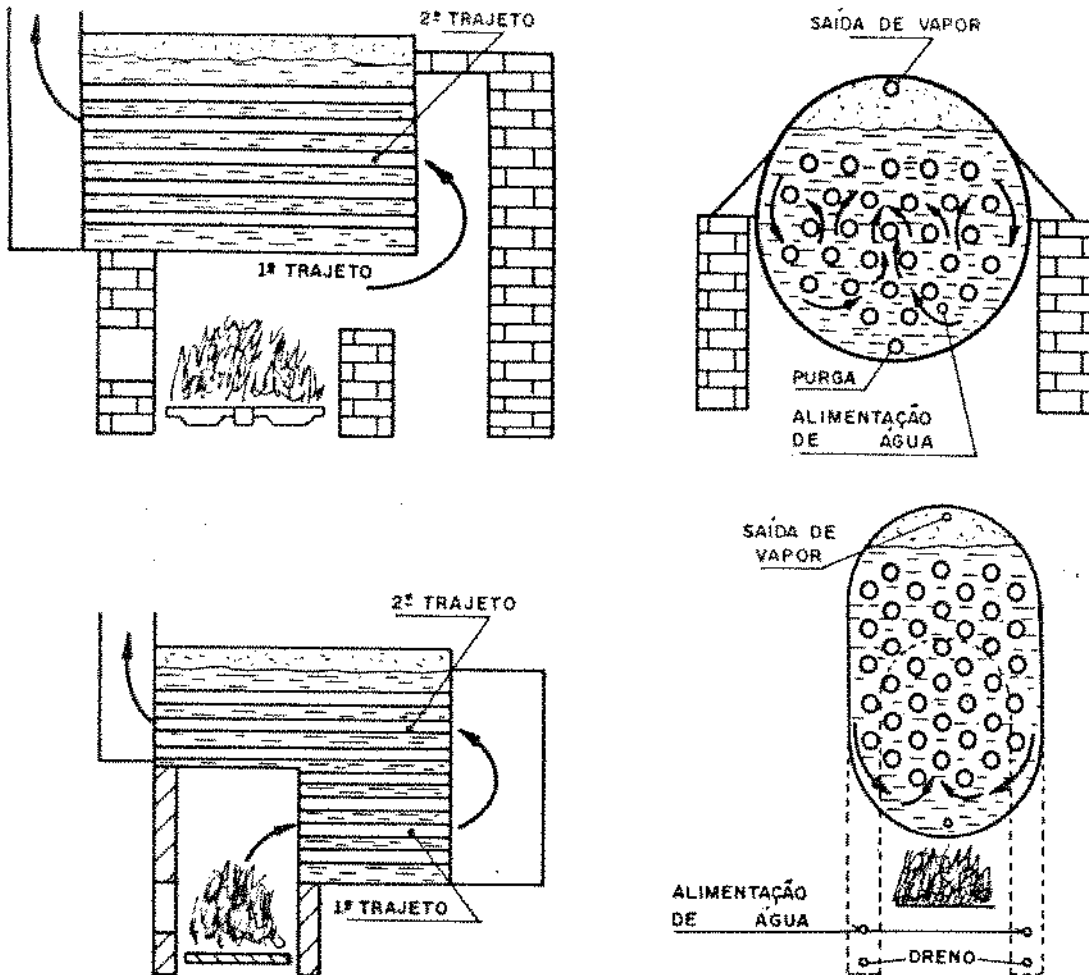


Figura A.3 - Dois Esquemas de Caldeira Multitubular

Tabela A.2 - Caldeira Multitubular

Características	Unidade	Multitubular
Diâmetro	m	2 - 2,5
Capacidade Máxima	t/h	4,5 - 7
Pressão Máxima	Kgf/cm ²	17,5
Vaporização Específica	Kg/h.m ²	15 - 20
Rendimento Térmico	%	60 - 65

3) Caldeiras Escocesas

As caldeiras escocesas, objeto do estudo da presente dissertação, foram apresentadas no capítulo 2.

4) Caldeiras Locomóveis e Locomotivas

A caldeira locomóvel é uma caldeira multitubular em que a fornalha é revestida por dupla parede metálica, formando uma câmara por onde circula a água do corpo principal.

Geralmente possuem apenas uma passagem de gases quentes; estes são produzidos na fornalha, atravessam o interior dos tubos e alcançam a chaminé pelo espelho posterior.

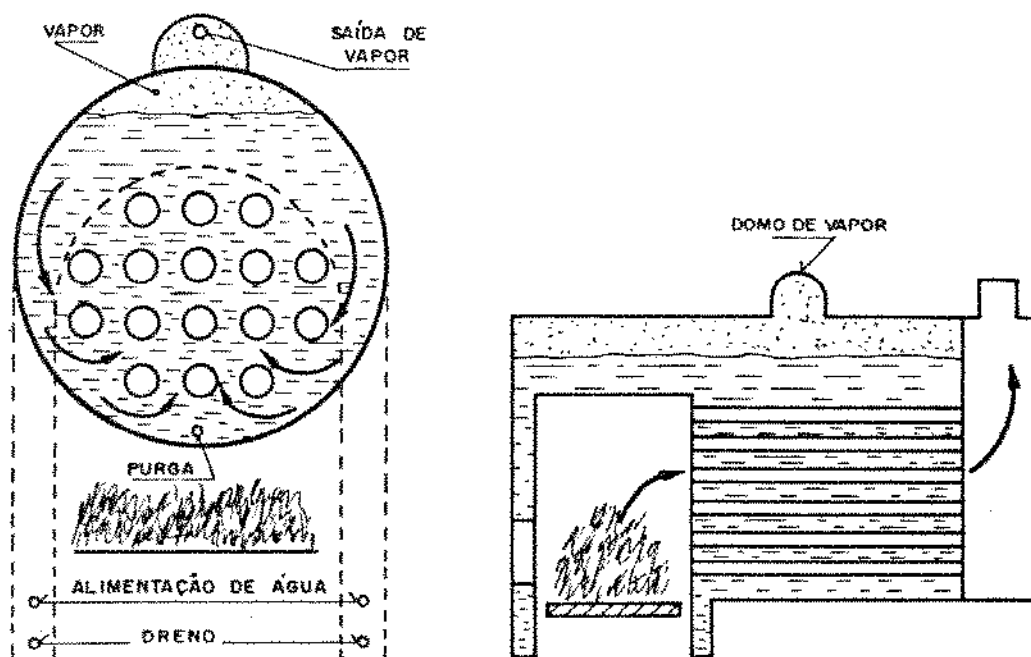


Figura A.4 - Esquema de uma Caldeira Locomóvel

Esta caldeira é uma adaptação das caldeiras usadas em locomotivas. É uma unidade estacionária de grande portabilidade,

ideal para pequenas instalações de potência quando acopladas a um motor a vapor. Usadas em serrarias e campos de petróleo, junto à matéria prima. Ela pode queimar combustíveis pobres e é a mais barata das caldeiras portáteis de alta capacidade.

As caldeiras locomotivas são do mesmo tipo construtivo das locomóveis, mas não são estacionárias. São projetadas para lidar com variações súbitas da demanda, mesmo às custas do rendimento. São bastantes sofisticadas. Algumas possuem superaquecedores.

Tabela A.3 - Caldeiras Locomóvel e Locomotiva

Características	Unidade	Locomóvel	Locomotiva
Diâmetro	m	1,2 - 2,0	
Capacidade Máxima	t/h	0,45 - 7	9
Pressão Máxima	Kgf/cm ²	17,5	21
Vaporização Específica	Kg/h.m ²	20	55-70

A2 - EMPREGO DAS CALDEIRAS FLAMOTUBULARES

As caldeiras flamotubulares são aplicadas geralmente na calefação de processos industriais. As escocesas marítimas e as locomóveis-locomotivas são as únicas usadas para motorização.

Até o limite de 8 t/h e 10 Kgf/cm² costumam ser as caldeiras mais empregadas, cedendo então para as aquotubulares.

- Tem preço aquisitivo mais baixo;
- Manutenção fácil, com troca rápida de tubos danificados e fácil limpeza de fuligem;
- Dispensam tratamento rigoroso da água de alimentação e
- Tem a habilidade de responder a variações de carga rapidamente, devido ao volume de água na temperatura de saturação. Algumas vezes isto é uma desvantagem, porque as caldeiras levam algum tempo para atingir a pressão de trabalho após um pico de demanda, já que tem muito mais água para aquecer.

B - EMISSIVIDADE DA CHAMA

Este Anexo traz os valores da emissividade da chama, tirados do trabalho de Holliday (1957). No trabalho original, a emissividade está sob a forma gráfica. Neste trabalho ela está apresentada em forma de tabela que, para efeito de aplicação nos programas, foi ajustada a um polinômio de terceiro grau através do método dos Mínimos Quadrados.

Tabela B.1 - Emissividade da Chama para Óleo Pesado

FORNALHAS	Comprimento Adimensional (λ)					
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Ijmuiden	0,852	0,972	0,929	0,809	0,646	0,584
Ijmuiden (1)	0,780	0,890	0,871	0,795	0,709	0,608
Delft	0,273	0,378	0,354	0,292	0,230	0,177
Sheffield	0,484	0,608	0,584	0,531	0,460	0,397

Tabela B.2 - Emissividade da Chama para Óleo Leve

FORNALHAS	Comprimento Adimensional (λ)					
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Ijmuiden	0,910	0,965	0,940	0,840	0,701	0,623
Ijmuiden (2)	0,920	0,965	0,940	0,769	0,563	0,447
Sheffield	0,684	0,754	0,729	0,558	0,425	0,382
Delft	0,432	0,498	0,463	0,337	0,246	0,196

C - PROPRIEDADES TÉRMICAS DOS GASES

C.1 - CALOR ESPECÍFICO

O calor específico de um gás ideal para baixa pressão é colocado sob a forma de um polinômio, em função da temperatura:

$$c_p = A + B.T + C.T^2 + D.T^3 \quad (c.1)$$

onde, o calor específico é dado em cal/g.mol.K. A Tabela C.1 mostra os valores das constantes para os compostos utilizados neste trabalho.

Tabela C.1 - Valores das Constantes para o Calor Específico

Composto	A	B.10 ³	C.10 ⁶	D.10 ⁹
SO ₂	5,85	15,40	-11,10	2,91
CO ₂	5,14	15,40	-9,94	2,42
H ₂ O	8,10	-0,72	3,63	-1,16
N ₂	7,07	-1,32	3,31	-1,26
O ₂	8,22	2,71	-0,37	-0,22

C.2 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA

A condutividade térmica de um gás foi correlatada como uma função da temperatura pela relação:

$$k = A + B.T + C.T^2 + D.T^3 \quad (c.2)$$

onde, a condutividade térmica é dada em $\mu\text{cal/s.mol.K}$. A Tabela C.2 mostra os valores das constantes para alguns compostos.

Tabela C.2 - Valores das Constantes para a Condutividade Térmica

Composto	A	$B.10^2$	$C.10^4$	$D.10^8$
SO ₂	-19,31	15,15	-0,33	0,55
CO ₂	-17,23	19,14	0,13	-2,51
H ₂ O	17,53	-2,42	4,30	-21,73
N ₂	0,94	23,44	-1,21	3,59
O ₂	-0,78	23,80	-0,89	2,32

C.3 - VISCOSIDADE DINÂMICA

A correlação para a viscosidade dinâmica de um gás a baixa pressão é baseado em um polinômio em função da temperatura:

$$\mu = A + B.T + C.T^2 \quad (c.3)$$

onde, a viscosidade dinâmica é dada em micropoise. A Tabela C.3 mostra os valores das constantes para alguns compostos.

Tabela C.3 - Valores das Constantes para a Viscosidade Dinâmica

Composto	A	B.10 ²	C.10 ⁶
SO ₂	-3,79	46,45	-72,76
CO ₂	25,45	45,49	-86,49
H ₂ O	-31,89	41,45	-8,27
N ₂	30,43	49,89	-109,30
O ₂	18,11	66,32	-187,90

Para estas três propriedades, a unidade da temperatura é Kelvin.

C.4 - EMISSIVIDADE E ABSORTIVIDADE DOS GASES

A emissividade total de um gás real ϵ , dada pela soma ponderada das emissividades de gases cinzas, vale:

$$\epsilon = \sum_{i=1}^I a_{\epsilon,i}(T) [1 - e^{-K_i \cdot PS}] \quad (c.4)$$

onde:

$a_{\epsilon,i}$: é o fator de ponderação, função da temperatura do gás, que deve ser interpretado fisicamente como a fração da energia do corpo negro na região espectral, onde o gás cinza do coeficiente de absorção K_i , existe.

K_i : é o coeficiente de absorção.

PS : é o produto da pressão parcial pelo comprimento efetivo do feixe.

Uma representação da dependência dos fatores de ponderação pela temperatura, sendo o polinômio da ordem $j-1$ dado a seguir:

$$a_{e,i} = \sum_{j=1}^J b_{e,i,j} \cdot T^{j-1} \quad (c.5)$$

onde:

$b_{e,i,j}$: são os coeficientes polinomiais da emissividade que independem da temperatura, pois são utilizados para ajustarem a equação (c.4).

A Tabela C.4 traz os valores dos coeficientes de K_i e $b_{e,i,j}$ para o cálculo da emissividade do gás.

Tabela C.4 - Coeficientes para a Emissividade.

M I S T U R A $P_{H_2O}/P_{CO_2} = 1$					
i	K_i	$b_{e,i,1} \cdot 10^4$	$b_{e,i,2} \cdot 10^4$	$b_{e,i,3} \cdot 10^7$	$b_{e,i,4} \cdot 10^{11}$
1	0,4303	5,1500	-2,303	0,9779	-1,4940
2	7,0550	0,7749	3,399	-2,2970	3,7700
3	178,10	1,9070	-1,824	0,5608	-0,5122

$$P_T = 1 \text{ atm}; \quad 0,001 \leq P_S \leq 10 \text{ atm.m}; \quad 600 \leq T \leq 2400 \text{ K}$$

Para a absortividade total α , a temperatura de irradiação da superfície vizinha ao gás é introduzida, então a absortividade fica:

$$\alpha = \sum_{i=1}^I a_{a,i}(T, T_w) [1 - e^{-K_i \cdot P_S}] \quad (c.6)$$

onde: $a_{a,i}$ são os fatores de ponderação, sendo função da temperatura do gás e da superfície de irradiação.

O fator de ponderação é representada por um polinômio da ordem de J-1 e K-1, como segue:

$$a_{\alpha,i} = \sum_{j=1}^J \left[\sum_{k=1}^K c_{\alpha,i,j,k} T_v^{k-1} \right] T^{j-1} \quad (C.7)$$

onde: $c_{\alpha,i,j,k}$ são os coeficientes polinomiais da absorptividade.

A Tabela C.5 traz os valores dos coeficientes $c_{\alpha,i,j,k}$.

Tabela C.5 - Coeficientes para Absortividade.

		k			
i	j	1	2	3	4
1	1	0,55657E-00	-0,62824E-03	0,31876E-06	-0,52922E-10
2	1	0,16676E-01	0,15769E-03	-0,10937E-06	0,19588E-10
3	1	0,28689E-01	0,20697E-03	-0,17473E-06	0,37238E-10
1	2	0,32964E-03	0,27774E-06	-0,26105E-09	0,37807E-13
2	2	0,50910E-03	-0,76773E-06	0,40784E-09	-0,69622E-13
3	2	0,24221E-03	-0,55686E-06	0,34884E-09	-0,67887E-13
1	3	-0,53441E-06	0,33753E-09	-0,10348E-12	0,26027E-16
2	3	0,37620E-07	0,18729E-09	-0,15889E-12	0,30781E-16
3	3	-0,19492E-06	0,36102E-09	-0,21480E-12	0,41305E-16
1	4	0,12381E-09	-0,90223E-13	0,38675E-16	-0,99306E-20
2	4	-0,32510E-10	-0,26171E-13	0,29848E-16	-0,58387E-20
3	4	0,41721E-10	-0,73000E-13	0,43100E-16	-0,83182E-20

$$P_{H_2O}/P_{CO_2} = 1$$

$$P_r = 1 \text{ atm}; \quad 0,001 \leq (P_{H_2O} + P_{CO_2}) \cdot S \leq 10 \text{ atm.m};$$

$$600 \leq T, T_s \leq 2400 \text{ K.}$$

D - DIMENSÕES DOS TUBOS DE CONVECÇÃO

Este Anexo traz os diâmetros externo e interno e a espessura dos tubos utilizados no trabalho, para o cálculo do peso dos tubos de convecção, conforme Kern (1950).

Tabela D.1 - Dimensões dos Tubos de Aço

Tamanho do Tubo Nominal, IPS, pol	DE, pol	DI, pol	Espessura pol
1/4	0,540	0,364	0,088
1/2	0,840	0,622	0,109
3/4	1,050	0,824	0,113
1	1,320	1,049	0,1355
1 1/4	1,660	1,380	0,140
1 1/2	1,900	1,610	0,145
2	2,380	2,067	0,1565
2 1/2	2,880	2,469	0,2055
3	3,500	3,068	0,216
4	4,500	4,026	0,237

E - ALGORÍTMO E FLUXOGRAMA DO MÉTODO DO LOBO ESTENDIDO

Este algoritmo tem como objetivo detalhar o programa do método do Lobo Estendido, conforme o diagrama de blocos que segue após este algoritmo. O programa do Lobo Estendido foi feito na linguagem Pascal.

ALGORÍTMO

1 - Entrada de dados: descarga de vapor, temperatura e pressão de saturação do vapor de água, composição do combustível, poder calorífico inferior do combustível, excesso de ar, emitância da parede do tubo, pressão crítica da água, perfil da emissividade ao longo da fornalha, diâmetro e comprimento da fornalha, diâmetro e número de tubos, número de fatias e comprimento da chama.

2 - Balanço estequiométrico da reação do combustível.

3 - Estimativa inicial do rendimento térmico.

4 - Cálculo da descarga de combustível através do método do calor absorvido e, posteriormente da descarga dos produtos da combustão.

5 - Balanço de energia na primeira fatia da fornalha, utilizando o método de Newton-Raphson. Cálculo da temperatura dos gases na fatia, da transferência de calor por radiação e convecção.

6 - Balanço de energia ao longo das fatias onde existe chama, procedendo de maneira análoga ao passo 5.

7 - Idem ao passo 5, mas nas fatias onde não há mais combustão, onde só existem os produtos da combustão.

8 - Balanço de energia nos tubos de convecção, semelhante ao passo 5.

9 - Cálculo do rendimento térmico através do método das perdas.

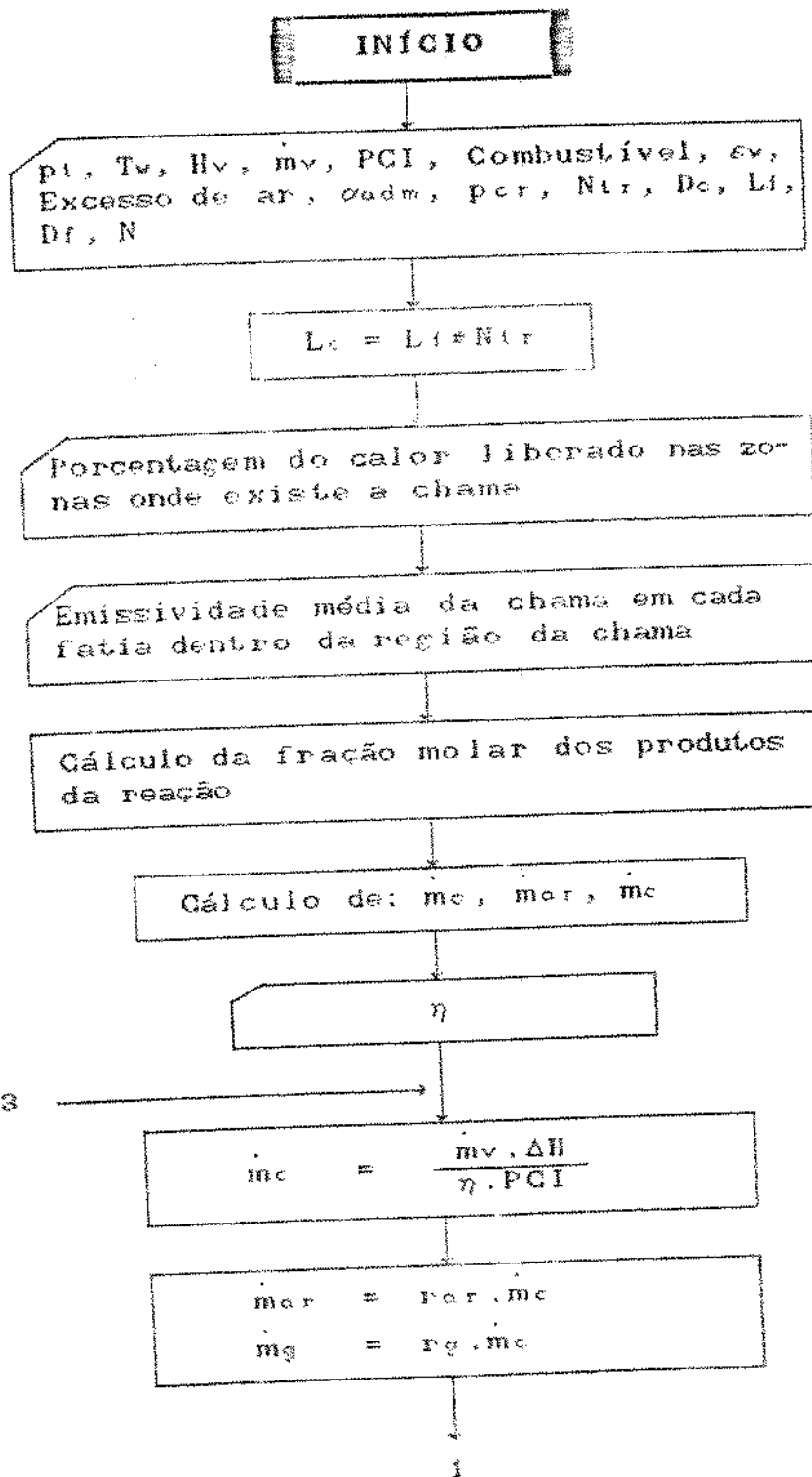
10 - Cálculo da queda de pressão no circuito dos produtos da combustão, onde se leva em consideração a queda de pressão dos gases por atrito na parede, a queda de pressão devido às contrações e o aumento da pressão devido às expansões.

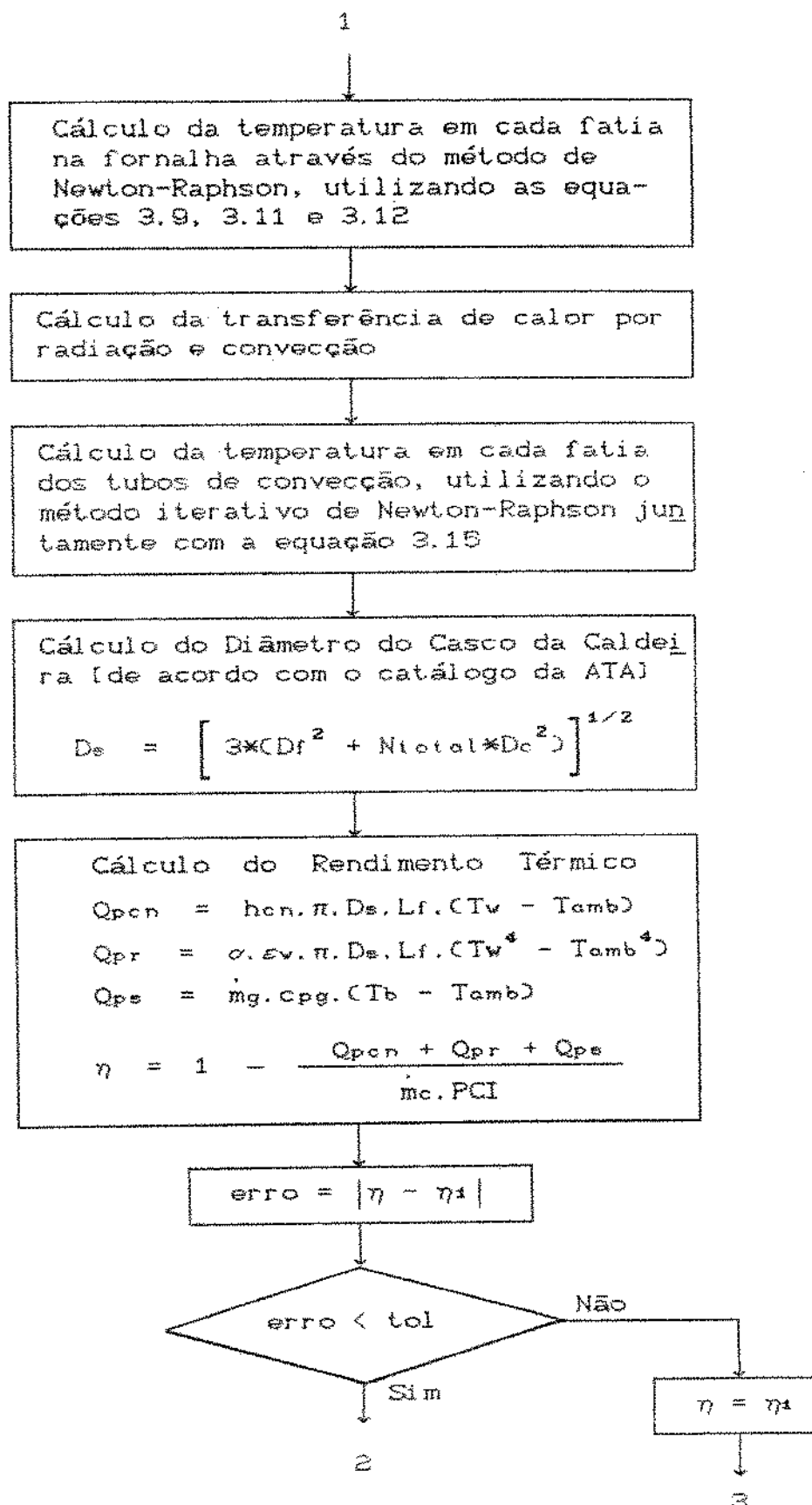
11 - Cálculo do peso da fornalha e dos tubos.

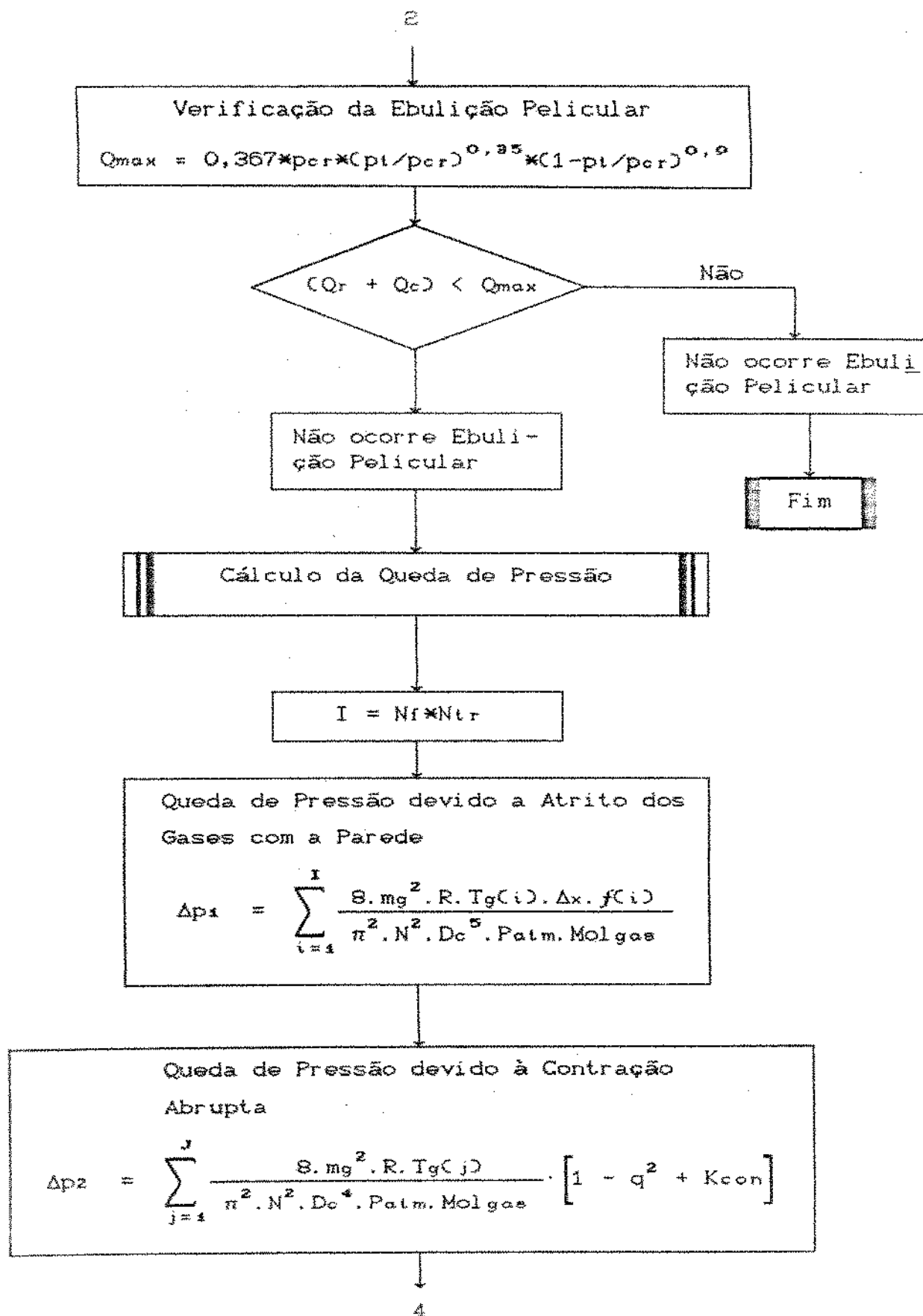
12 - Verificação do regime de ebulição através da correlação de Mostinski.

13 - Cálculo dos custos, sendo mais importantes o do custo de capital, relacionado com o material utilizado, e os custos operacionais, que compreendem o consumo de combustível e de energia elétrica.

ALGORITMO







Queda de Pressão devido à Expansão
Abrupta

$$\Delta p_z = \sum_{j=1}^J \frac{8 \cdot m g^2 \cdot R \cdot T_g(j)}{\pi^2 \cdot N^2 \cdot D_c^4 \cdot P_{atm} \cdot M_{ol gas}} \cdot [1 - q^2 - K_{exp}]$$

Queda de Pressão Total

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$$

Cálculo da Espessura da Fornalha

$$e_f = \frac{p_t \cdot D_f}{2 \cdot \sigma_{adm}}$$

Cálculo do Peso da Fornalha e dos
Tubos de Convecção

$$W = \rho_{aço} \cdot \pi \cdot [(D_f + e_f) e_f \cdot L_f + (D_c + e_c) e_c \cdot N \cdot L_c]$$

Cálculo do Custo Total:

- Custo do material utilizado (equação 4.1)
- Custo da energia elétrica (equação 4.7)
- Custo do Consumo de Combustível (equação 4.8)

$$C_{tm} = C_{cm} + C_{el} + C_{com}$$

Fim

BIBLIOGRAFIA

- ASME; "Boiler and Pressure Vessel Code", Section 1: Power Boilers, 1974, New York
- CHADDERTON D. V., "Optimization of Fire-Tube Shell Boiler Design Parameters", Journal of the Institute of Energy, Dec. 1981, pp 205-212.
- DAVIES C., Calculations in furnace Technology, Pergamon Press, 1970.
- DONGEN F.G. van. "Heat transfer in gas-fired furnaces. A semi-empirical model combining the zone method for radiation and an integral technique for the flow pattern", Journal of the Institute of Energy, Dec. 1983, pp 184-190.
- EL-MAHALLAWY, F. M., "Theoretical Study of Heat Transfer by Radiation in a Cylindrical Oil-Fired Furnace", Pergamon Press LTDA, 1978, pp 147-158.
- GOLDSTEIN L. Jr., Elementos de Radiação Térmica, Universidade Estadual de Campinas, 1988.
- HOLLIDAY D. K. and THRING M. W., "The Radiation from Flames in a Small-Scale Oil-Fired", Journal of the Institute of Fuel, Mar 1957, pp 127-136.
- HOTTEL H. C. and SAROFIM A. F., Radiative Transfer, McGraw-Hill, 1967.
- KAYS W. M. and LONDON A. L., Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Book Company, New York, 1954.
- KERN D. Q., Process Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1950.

- KHALIL K. H. and ABOU-ARAB T. W., "Heat Transferred and Combustion in Fire Tube Boiler Furnaces", Pergamon Press LTDA, 1978, pp 147-158.
- LOBO W. E. and EVANS J. E., "Heat Transfer in Radiant Section of Petroleum Heaters", American Institute of Chemical Engineers, Vol. 36, N^o 2, Nov 1939, pp 743-778.
- PERA H., Geradores de Vapor de Água - (caldeiras), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1966.
- MARTINS E. B. and GOLDSTEIN L. Jr., "Heat Transfer in Cylindrical Furnaces - Analysis of Lobo's Model of Furnaces with Flue Gas Temperature Gradient", 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 1989.
- MAYER R. R., Análise Financeira de Alternativas de Investimento, trad. Antônio Zoratto Sanvincente, Editora ATLAS S.A., São Paulo, 1972, pp 124.
- Mc ADAMS W. H., Heat Transmission, Mc Graw-Hill, 1954.
- MOSTINSKI, I. L., "Application of the Rule of Corresponding States for the Calculation of Heat Transfer and Critical Heat Flux", Teploenergetika Vol. 4, p 66, 1963, English Astr. Br. Chem. Eng., Vol. 8, N^o 8, p 580, 1963.
- NUBER F. and NUBER K., Calcul Thermique des Chaudières, Dunod, Paris, 1972.
- SANTOS R. V., "Determinação da Distribuição de Temperaturas na Parede de Tubos de Aquecedores Cilíndricos Verticais", XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, Dec-1981, pp 273-276.

SHIELDS C. D., Boilers , Mc Graw-Hill, 1961.

SISSON L. E. and PITTS D. R., Fenômenos de Transporte , Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1972, pp 765.

SMITH T. F., SHEN Z. F. and FRIEDMAN J. N., "Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model", Transactions of the ASME, Vol. 104, Nov 1982, pp 602-608.

TIMOSHENKO S. P., Resistência dos Materiais , Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 1975, Vol. 2, pp 518.

ZIGRANG D. J. and SYLVESTER N. D., "Explicit Approximations to the Solution of Colebrook's Friction Factor Equation", Aiche Journal, Vol. 28, N^o 3, May 1982, pp 514-515.