

UNESP

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

" Substituição de Fonte de
Energia em Processo de
Preparação de Placas de
Alumínio para Laminação "

Guaratinguetá
1999



***"Substituição de Fonte de
Energia em Processo de
Preparação de Placas de
Alumínio para Laminação"***

PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

104



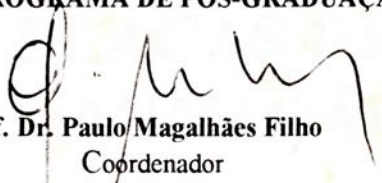
**“SUBSTITUIÇÃO DE FONTE DE ENERGIA EM PROCESSO DE PREPARAÇÃO DE
PLACAS DE ALUMÍNIO PARA LAMINAÇÃO”**

PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

**ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

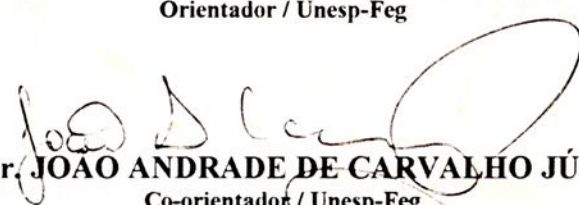
**ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA**

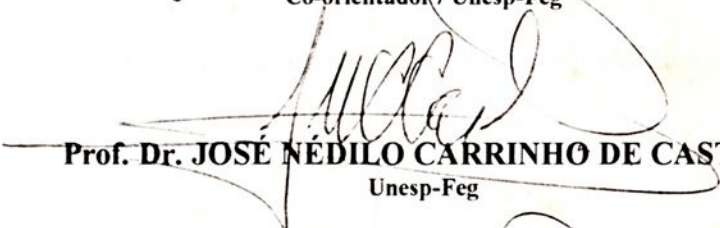
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

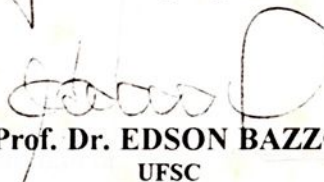

Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ LUZ SILVEIRA
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JÚNIOR
Co-orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ NÊDILLO CARRINHO DE CASTRO
Unesp-Feg


Prof. Dr. EDSON BAZZO
UFSC


Prof. Dr. HERALDO DA SILVA COUTO
INPE

Abril 1999

PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

SUBSTITUIÇÃO DE FONTE DE ENERGIA EM PROCESSO DE PREPARAÇÃO DE PLACAS DE ALUMÍNIO PARA LAMINAÇÃO

Tese apresentada na Faculdade de Engenharia de
Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista
"Júlio de Mesquita Filho", Campus de Guaratinguetá,
para obtenção do título de Doutor em Engenharia
Mecânica (Área de Transmissão e Conversão de
Energia).

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Co-orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho
Júnior

Guaratinguetá

1999

406

000406



24/11/99
R\$ 30,00
Doação

Ficha catalográfica preparada na Seção de Aquisição e Tratamento da
Informação da Biblioteca - FEG/UNESP

Magalhães Sobrinho, Pedro

M188s

Substituição de fonte de energia em processo de preparação de
placas de alumínio para laminação/Pedro Magalhães Sobrinho.

Guaratinguetá, 1999

124 f. il.; 30 cm

Bibliografia: f 99-105

Inclui apêndice

Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá, 1999

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

1. Transferência de calor, cogeração I. Título

CDU 536.24

T536.24(043)

M188s

DADOS CURRICULARES PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

NASCIMENTO 10.08.1962 - GUARATINGUETÁ / SP

FILIAÇÃO PAULO MAGALHÃES
ONDINA C. MAGALHÃES

1982/1986 CURSO DE GRADUAÇÃO - Eng. Mecânica
Universidade de Taubaté - SP

1989/1990 CURSO DE MESTRADO - Eng. Mecânica
UNESP - Campus de Guaratinguetá

PUBLICAÇÕES MAIS IMPORTANTES RELACIONADAS AO TRABALHO

-Comparação entre o tempo de aquecimento de placas de alumínio em um forno quando se utiliza ar aquecido e gases de combustão de gás natural. VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, p. 449-54, Rio de Janeiro, Brasil, novembro, 1998.

-Viabilidade técnico-econômica de conversão de fornos elétricos em fornos a gás natural para preparação de placas de alumínio para laminação. VII Congresso Latinoamericano de Transferência de Calor e Matéria, p. 752-55, Salta, Argentina, outubro, 1998

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha mãe, que sempre me incentivou a estudar e a lutar por meus sonhos, e ao meu pai, que sempre me apoiou e me deu a força necessária para superar todas as dificuldades.

A minha mãe,

A minha mãe, Maria da Glória,

A meu pai, João da Silva,

A todos os professores que me ensinaram a aprender.

A todos os amigos que me acompanharam nessa jornada.

Aos meus pais

Os quais sempre incentivaram os meus estudos, com
o suor de seus esforços para nunca faltar nada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que me apoiaram para que conseguisse
vencer esta difícil etapa da minha vida, em particular

à Deus;

à minha esposa, Margarida;

ao meu orientador, José Luz;

ao meu co-orientador, João Andrade;

à Alcan Alumínio do Brasil S.A..

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS.....	ix
NOMENCLATURA.....	xi
<i>Resumo</i>	xvi
<i>Abstract</i>	xviii
CAPÍTULO 1-INTRODUÇÃO.....	1
1.1-Posicionamento do problema.....	1
1.2-Expansão do uso do gás natural no Brasil.....	4
1.3-Characterização do problema estudado.....	7
1.3.1-Processo de operação do forno.....	8
1.3.2-Levantamento de curvas de cargas elétricas.....	15
1.3.3-Levantamento dos gastos com energia elétrica.....	16
1.3.4-Procedimentos para análise de viabilidade.....	17
1.4-A Contribuição deste trabalho.....	19
CAPÍTULO 2-FORMULAÇÃO DO PROCESSO DE AQUECIMENTO DAS PLACAS DE ALUMÍNIO.....	20
2.1-Metodologia.....	20
2.2-Considerações iniciais.....	20

2.3-Equações governantes.....22

2.4-Adimensionalização das equações para o fluido25

CAPÍTULO 3-PROCEDIMENTOS PARA ANÁLISE NUMÉRICA E OBTENÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS.....31

3.1-Considerações preliminares.....31

3.2-Modelagem do fluxo de calor para a placa sólida.....32

3.3-Modelagem do escoamento de ar ou de mistura de gases de combustão do
forno..... 33

3.4-Dados experimentais.....35

CAPÍTULO 4-DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE PELÍCULA E INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO NO AQUECIMENTO.....39

4.1-Coefficiente de película para processo de aquecimento por resistências
elétricas..... 39

4.2-Coefficiente de película para processo de aquecimento por produtos de
combustão de gás natural.....43

4.3-Contribuição da radiação dos gases de combustão para o aquecimento das
placas.....46

CAPÍTULO 5-ANÁLISE DE RESULTADOS51



CAPÍTULO 6- CONVERSÃO DOS FORNOS PARA OPERAÇÃO COM

GÁS NATURAL.....60

6.1-Alternativas de projeto para recuperação do calor residual.....60

6.2-Consumo de gás natural e vazão dos gases de combustão do forno.....64

6.3-Análise Econômica.....66

6.4-Estudo de caso : Trocador de calor regenerativo.....69

6.5-Estudo de caso: Cogeração utilizando motor a combustão interna.....72

6.6-Estudo de caso: Cogeração utilizando turbina a gás.....84

6.7-Resultados da cogeração.....93

6.8- Análise comparativa global.....94

CAPÍTULO 7-CONCLUSÕES.....96

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....99

ANEXOS.....106

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Energia elétrica produzida e consumida no Brasil.....	2
Figura 1.2-Consumo de energia elétrica por segmento.....	3
Figura 1.3-Evolução da produção e do consumo de gás natural no Brasil.....	5
Figura 1.4-Lay out do forno “Soaking Pit”.....	9
Figura 1.5 a -Dimensões do Forno “Soaking Pit”.....	13
Figura 1.5 b -Vista lateral do forno “Soaking Pit “.....	14
Figura 2.1-Esquema da placa estudada. Modelo físico para o problema de condução de calor.....	21
Figura 2.2-Dimensões da placa em estudo.....	24
Figura 3.1-Elemento térmico bi-dimensional sólido.....	33
Figura 3.2-Malha de elementos finitos representando a placa de alumínio.....	34
Figura 3.3-Vista dos canais do forno com a malha empregada para análise de escoamento.....	35
Figura 3.4-Pontos de tomada de temperatura na placa (genérico).....	36
Figura 3.5-Pontos de tomada de temperatura do ar do forno.....	37
Figura 3.6-Comportamento da temperatura média do ar e a temperatura da placa de referência durante o ciclo de aquecimento.....	38
Figura 4.1-Comportamento do número de Biot durante o processo utilizando ar aquecido por energia elétrica.....	40
Figura 4.2-Energia acumulada na placa durante o processo.....	42



Figura 4.3-Potência x número de Fourier para o processo de aquecimento de placas por meio de ar aquecido por energia elétrica.....	42
Figura 4.4-Fluxo de calor na placa de alumínio para o caso de 5% de excesso de ar na queima do gás natural.....	48
Figura 4.5-Fluxo de calor na placa de alumínio para o caso de 20% de excesso de ar na queima do gás natural.....	48
Figura 5.1-Visualização do fluxo de ar no interior do forno na temperatura de 200 °C	53
Figura 5.2-Visualização do fluxo de ar no interior do forno na temperatura de 400°C	54
Figura 5.3-Variação da temperatura na placa de alumínio com fluxo de calor variável para os fluídos ar e mistura de gás de queima de GNP com 5% e com 20% de excesso de ar.....	55
Figura 5.4-Variação da temperatura na placa de alumínio com fluxo de calor constante com distribuição não uniforme, para os fluídos ar e mistura de gás de queima de GNP com 5% e com 20% de excesso de ar.....	55
Figura 5.5-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: ar - tempo de aquecimento 72000 [s].....	57
Figura 5.6-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: gás 5% de excesso de ar - tempo de aquecimento 51540 [s].....	58
Figura 5.7-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: gás 20% de excesso de ar - tempo de aquecimento 68650 [s].....	59



Figura 6.1-Esquema para pré-aquecimento do ar de entrada através do uso do calor residual dos gases de exaustão do forno em um trocador de calor regenerativo.....	61
Figura 6.2-Esquema de cogeração aproveitando os gases de saída de motor de combustão interna para pré-aquecer o ar de entrada do forno e ainda aproveitando os gases de exaustão do forno para geração de água gelada.....	63
Figura 6.3-Esquema de cogeração aproveitamento os gases de saída da turbina a gás para pré-aquecer o ar de entrada do forno e ainda aproveitando os gases de exaustão do forno para geração de água gelada.....	64
Figura 6.4-Custo do aquecimento das placas de alumínio reaproveitando o gás de exaustão do forno.....	70
Figura 6.5-Receita esperada para o caso de aquecimento das placas de alumínio reaproveitando o gás de exaustão do forno.....	71
Figura 6.6-Variação da vazão mássica de gases com a temperatura na saída do motor , caso 5% de excesso de ar.....	74
Figura 6.7- Variação da vazão mássica de gases com a temperatura na saída do motor, caso 20% de excesso de ar.....	75
Figura 6.8-Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna-caso 5% de excesso de ar, 1940 horas.....	79
Figura 6.9-Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna-caso 5% de excesso de ar , 1940 horas.....	80



Figura 6.10-Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna-caso 20% - 1940 horas.....	80
Figura 6.11-Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna-caso 20% de excesso de ar, 1940 horas.....	81
Figura 6.12-Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna-caso 5% de excesso de ar , 7200 horas.....	81
Figura 6.13-Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna-caso 5% de excesso de ar , 7200 horas.....	82
Figura 6.14-Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna-caso 20% de excesso de ar , 7200 horas.....	82
Figura 6.15-Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna-caso 20% de excesso de ar , 7200 horas.....	83
Figura 6.16-Variação da vazão mássica de gases com a temperatura na saída da turbina - caso 5% de excesso de ar.....	85
Figura 6.17- Variação da vazão mássica de gases com a temperatura na saída da turbina - caso 20% de excesso de ar.....	85
Figura 6.18-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 6, caso 5% de excesso de ar , 1940 horas.....	89
Figura 6.19-Receita esperada empregando turbina a gás 6, caso 5% de excesso de ar, 1940 horas.....	89
Figura 6.20-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 6, caso 20% de excesso de ar, 1940 horas.....	90



Figura 6.21-Receita esperada empregando turbina a gás 6, caso 20% de excesso de ar, 1940 horas.....	90
Figura 6.22-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 6, caso 5% de excesso de ar, 7200 horas.....	91
Figura 6.23-Receita esperada empregando turbina a gás 6, caso 5% de excesso de ar , 7200 horas.....	91
Figura 6.24-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 6, caso 20% de excesso de ar , 7200 horas.....	92
Figura 6.25-Receita esperada empregando turbina a gás 6, caso 20% de excesso de ar,,7200 horas.....	92
Figura 6.26-Comparativo de receita esperada entre motores de combustão interna e turbinas a gás. - casos de 5% e 20% de excesso de ar para queima para período de amortização de 6 anos (7200 horas de operação/ano).....	94

LISTA DE FIGURAS NO ANEXO

Figura A.1-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: ar- tempo de aquecimento 2940 [s].....	107
Figura A.2-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: ar- tempo de aquecimento 37020 [s].....	108
Figura A.3-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: gás 5% de excesso de ar - tempo de aquecimento 2940 [s].....	109



Figura A.4-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: gás 5% de excesso de ar - tempo de aquecimento 37020 [s].....	110
Figura A.5-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido:gás 20% de excesso de ar - tempo de aquecimento 2940 [s].....	111
Figura A.6-Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido: gás 20% de excesso de ar - tempo de aquecimento 37020 [s].....	112
Figura A.7-Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas.....	113
Figura A.8- Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas.....	113
Figura A.9-Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas.....	114
Figura A.10-Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas.....	114
Figura A.11-Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna-caso 20 - 1940 horas.....	115
Figura A.12-Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna-caso 20% - 1940 horas.....	115
Figura A.13-Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna-caso 20% - 1940 horas.....	116
Figura A.14-Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna-caso 20% - 1940 horas.....	116



Figura A.15-Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna-caso 5% - 7200 horas.....	117
Figura A.16-Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna-caso 5% - 7200 horas.....	117
Figura A.17-Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna-caso 5% - 7200 horas.....	118
Figura A.18-Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna-caso 5% - 7200 horas.....	118
Figura A.19-Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna-caso 20% - 7200 horas.....	119
Figura A.20-Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna-caso 20% - 7200 horas.....	119
Figura A.21-Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna-caso 20% - 7200 horas.....	120
Figura A.22-Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna-caso 20% - 7200 horas.....	120
Figura A.23-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 5% -1940 horas.....	121
Figura A.24-Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 5% - 1940 horas.....	121
Figura A.25-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 20% -1940 horas.....	122



Figura A.26-Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 20% -1940 horas.....	122
Figura A.27-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 5% - 7200 horas.....	123
Figura A.28- Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 5% - 7200 horas.....	123
Figura A.29-Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 20% - 7200 horas.....	124
Figura A.30-Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 20% - 7200 horas.....	124



LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1-Temperaturas e de tempos de operações de processo no forno de preparação de placas.....	10
Tabela 1.2-Variação da temperatura média na parte inferior do forno nas temperaturas de processo.....	11
Tabela 1.3-Carga do forno de preparação de placas.....	12
Tabela 1.4-Consumo de energia no ano de 1996 no setor de lâminas.....	15
Tabela 1.5-Gastos com energia elétrica no ano de 1996 da ALCAN.....	16
Tabela 4.1-Principais propriedades físicas do gás natural.....	44
Tabela 4.2-Composição do gás resultante da queima do gás natural.....	44
Tabela 5.1-Comportamento da velocidade média nos canais formados pelas placas no interior do forno.....	52
Tabela 6.1-Consumo de GNP no queimador e vazão total de gases inseridos no interior de forno.....	66
Tabela 6.2-Custo do trocador de calor.....	67
Tabela 6.3-Custo da máquina de absorção.....	68
Tabela 6.4-Receita esperada para o caso de aquecimento das placas de alumínio reaproveitando o gás de exaustão do forno.....	72
Tabela 6.5-Modelos de motores a combustão interna selecionados para a aplicação de cogeração de energia e aquecimento de ar de queima	73



Tabela 6.6-Modelos de turbinas a gás avaliadas para a aplicação de cogeração de energia e aquecimento do ar de queima.....	84
Tabela 6.7-Dados das turbinas nas condições ISO (1) e corrigidos (1*) para as condições locais.....	86
Tabela 6.8-Comparação dos resultados dos três casos estudados.....	95

NOMENCLATURA

A = área de contato da placa com o fluido [m^2]

C = comprimento da placa [m]

COP = coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção

COP_e = coeficiente de performance do sistema de refrigeração elétrico

C_{COMB} = custo do gás natural [US\$/kWh]

$C_{ENERGIA}$ = tarifa da energia elétrica [US\$/kWh]

$C_{MAN-GAS}$ = custo de manutenção do sistema de queima de gás natural [US\$/kWh]

C_p = calor específico do material [kJ/kg K]

C_{pe} = calor específico dos gases [kJ/kg K]

C_f = calor específico do fluido [kJ/kg K]

$C_{COMB-COG}$ = custo da energia elétrica na cogeração [US\$/kWh]

$C_{MAN-FRI-COG}$ = custo de manutenção do sistema [US\$/kWh]

$C_{MAN-COG}$ = custo de manutenção do sistema de cogeração [US\$/kWh]

C_{MAN_ELET} = custo de manutenção do processo elétrico [US\$/kWh]

C_{RAD} = relação entre o fluxo de calor por radiação e o de convecção

d = distância entre as placas [m]

e = metade da distância entre as placas [m]

E_c = potência elétrica do forno [kW]

E_R = energia efetivamente utilizada dos gases de exaustão [kW]

E_{PROD} = potência elétrica produzida na cogeração [kW]



E_{COMB} = potência suprida pelo combustível [kW]

$E_{\text{COMB_MOTOR/TURBINA}}$ = potência suprida pelo combustível no motor / turbina [kW]

f = fator de anuidade [1/ano]

h = coeficiente de película [$\text{W/m}^2 \text{ K}$]

h_e = entalpia de entrada do gás [$\text{W/m}^2 \text{ K}$]

h_{eq} = coeficiente de película equivalente [kJ/kg]

h_s = entalpia de saída do gás [kJ/kg]

G = ganho [US\$/ano]

G_{PF} = ganho com a potência frigorífica [US\$/ano]

$G_{\text{P_ELETR}}$ = ganho com a energia elétrica [US\$/ano]

H = período equivalente de utilização [h / ano]

Heat Rate = relação de potência suprida pelo combustível pela potência de eixo produzida [Btu/kW h]

Inv_{GAS} = investimento necessário para conversão do forno elétrico para gás natural mais o trocador de calor [US\$]

Inv_{MAQ} = investimento para compra do motor de combustão interna ou turbina a gás [US\$]

$\text{Inv}_{\text{GAS-CO}}$ = investimento necessário para conversão do forno elétrico para gás natural mais o trocador de calor no caso de cogeração [US\$]

$\text{Inv}_{\text{MAQ_ABS}}$ = investimento máquina de absorção [US\$]

k = período de amortização do capital investido [anos]

K = Condutividade térmica média do material [W/m K]



K_{ar} = condutividade térmica [W/m K]

K_m = condutividade térmica do material [W/m K]

L = metade da espessura da placa [m]

m_c = vazão mássica de combustível [kg/s]

m_f = vazão mássica do fluido [kg/s]

m_G = vazão mássica dos gases de exaustão da turbina ou motor de combustão interna [kg/s]

m_i = massa molar do componente [kmol]

P_{F_ELET} = potência frigorífica no sistema de refrigeração (por compressão) [kW]

P_{VENT} = potência consumida no ventilador [kW]

PCI = poder calorífico inferior do combustível [kJ/Nm³] ou [kJ/kg]

P_F = potência frigorífica produzida [kW]

$Q_{AQUECIMENTO}$ = quantidade de calor utilizada para aquecimento [kW]

q = fluxo de calor [kW]

q_{CONV} = fluxo de calor devido a convecção[kW]

q_{RAD} = fluxo de calor devido a radiação [kW]

r = taxa anual de juros [%]

R = receita anual esperada [US\$ / ano]

$R_{c/A}$ = relação combustível ar [kg_{COM}/ kg_{AR}]

T = temperatura [K]

t_0 = temperatura inicial do processo [°C]

T_4 = temperatura dos gases na saída da turbina [°C]



T_e = temperatura de entrada na turbina [$^{\circ}\text{C}$]

t_f = temperatura do fluido [$^{\circ}\text{C}$]

T_f = temperatura adimensional do fluido

T_g = temperatura do gás [$^{\circ}\text{C}$]

T_p = temperatura na parede [$^{\circ}\text{C}$]

T_s = temperatura de saída na turbina [$^{\circ}\text{C}$]

t_m = temperatura do material da placa [$^{\circ}\text{C}$]

T_m = temperatura adimensional do material

T_{∞} = temperatura no ambiente [K]

V = Volume da placa [m^3]

V_{GNP} = vazão mássica de GNP [kg/s]

V_{GASES} = vazão mássica de gases de exaustão [kg/s]

x_i = fração molar do componente da mistura [kmol/kmol]

Z = largura da placa [m]

SIMBOLOS GREGOS

α_m = difusidade térmica do material [m^2/s]

α_g = absorvidade

Δt = variação de temperatura do ar [$^{\circ}\text{C}$]

ϵ_g = emissividade

θ = tempo [s]



ρ = massa específica [kg/m³]

ρ_f = massa específica do fluido [kg/m³]

μ_i = viscosidade do componente [kg/ms]

η_{GC} = rendimento de geração de calor [%]

η_{GE} = rendimento de geração de energia elétrica [%]

$\eta_{GERADOR}$ = rendimento do gerador elétrico [%]

η_{GT} = rendimento total ou global de geração [%]

$\eta_{SISTEMA}$ = rendimento do sistema [%]

η_T = rendimento térmico [%]

η_{TROC} = rendimento do trocador de calor [%]

η_{GLOBAL} = rendimento global [%]

σ = constante de Stefan-Boltzmann [W / m² K]



RESUMO

MAGALHÃES SOBRINHO, P., *Substituição de Fonte de Energia em Processo de Preparação de Placas de Alumínio para Laminação Guaratinguetá*, 1999, 124 p, Tese de Doutorado -Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho".

Neste trabalho estuda-se a conversão de fornos elétricos para operação com gás natural na preparação de placas de alumínio para laminação.

No Capítulo 1 apresenta-se a expansão do uso do gás natural no Brasil e o problema da conversão dos fornos da ALCAN – Unidade de Pindamonhangaba, relatando-se o processo de aquecimento de placas e o consumo de eletricidade associado.

No Capítulo 2, é efetuada a parametrização da modelagem do forno operando com eletricidade (fluido: ar quente), de modo a subsidiar a conversão do sistema para operar com gás natural.

No Capítulo 3, utiliza-se o "software ANSYS" associado ao equacionamento desenvolvido no capítulo 2, buscando a determinação via uso de elementos finitos, da distribuição de temperatura na placa e deslocamento do fluido de aquecimento, descrevendo-se os procedimentos da análise numérica associada aos dados experimentais.

No Capítulo 4, determina-se os coeficientes de película associados ao fluxo de ar (no caso do forno operando com eletricidade) e os gases de combustão (no caso do forno operando com gás natural), neste último caso, buscando a influência da radiação devido a presença de CO_2 e de H_2O (meios participantes , oriundos da queima do gás natural) no aquecimento de placas.



No Capítulo 5 são apresentados alguns resultados comparativos de distribuição de temperaturas na placa, quando da conversão do forno para uso do gás natural.

Apresenta-se no Capítulo 6 as opções de recuperação de calor residual e de cogeração na conversão dos fornos para operação com gás natural, relatando-se a viabilidade econômica, incorporando-se custos de equipamentos, da operação, e de manutenção, associados a taxa anual de juros, período de amortização de capital investido entre outros fatores técnico-econômicos.

Finalmente no Capítulo 7 conclui-se esse trabalho descrevendo as vantagens oriundas da conversão dos fornos.

Palavras -chave: Análise térmica, cogeração, alumínio, gás natural.



ABSTRACT

MAGALHÃES SOBRINHO, P., *Substituição de Fonte de Energia em Processo de Preparação de Placas de Alumínio para Laminação Guaratinguetá*, 1999, 124 p, Tese de Doutorado -Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho".

This work investigates the conversion of electrical furnaces to furnaces that operate with natural gas, in the preparation of aluminum plates for lamination.

Chapter 1 presents the trends in the expansion of use of natural gas in Brazil and the problem of conversion of furnaces in ALCAN – Unit of Pindamonhangaba. The aluminum plate heating process and its associated electrical energy demand are discussed.

Chapter 2 presents the set of equations used to model the furnace when operating with electrical energy (fluid: air). This supports the theoretical analysis for the system under operation with natural gas.

In Chapter 3, the software ANSYS is applied to the equations of Chapter 2, aiming the determination, through the use of finite elements, of plate temperature distribution and heating fluid displacement. The numerical analysis procedures and their association with experimental data are described.

In Chapter 4, the heat transfer coefficients for air flow (for operation with electrical energy) and combustion product flow (for operation with natural gas) are



determined. The latter includes the effects of radiation due to the presence of CO_2 and H_2O in the heating fluid.

Chapter 5 presents comparison results of plate temperature distribution when the furnace is converted to operate with natural gas.

Chapter 6 presents the options for residual heat recovery and the use of co-generation in converted furnaces. A study of economical viability is performed, including equipment, operation and maintenance costs, annual interest rates, capital amortization period, and other economical factors.

Finally, the work is concluded in Chapter 7, in which the advantages originating from the conversion are described.

Keywords : Thermal analysis, cogeneration, aluminum, natural gas



CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Posicionamento do Problema

Desde o início da década de 70, as expressões “crise energética” e “crise do petróleo” acompanham o cotidiano mundial. Nessa ocasião, o alto custo do petróleo desencadeou a necessidade da busca de fontes alternativas de energia para atender as necessidades da população e da indústria.

No Brasil, a era do milagre econômico, quando foram iniciados grandes projetos destinados à geração de energia elétrica, propiciou que principalmente a indústria utilizasse a eletricidade como fonte alternativa. Entretanto, o panorama se modificou, o preço do petróleo caiu, as verbas destinadas as construções de grandes barragens se extinguiram, e a questão ambiental também se tornou um fator muito importante na definição de qual fonte de energia seria mais adequada.

Na década de 90, a situação do setor elétrico comprometeu-se ainda mais. O consumo de eletricidade cresceu, 34,9 % entre 1990 e 1997, enquanto os investimentos no setor caíram de US\$ 9 bilhões para US\$ 5,7 bilhões. Havia 56 obras de usinas paralisadas e o risco de déficit de até 7,9 % em 1998 e 15,6 % em 1999 no sistema Sul-Sudeste-Centro-Oeste (Balanço Energético Brasileiro, 1998).

Em 1995, devido à situação crítica em que se encontrava a oferta de energia elétrica no país, foi iniciada pelo governo brasileiro uma reestruturação no setor, onde foram extintas 33 concessões, decidindo-se que dali para a frente essas seriam licitadas, ao mesmo tempo em que se definiram 22 obras como prioritárias para a administração (Brasil, 1998).



Neste sentido, para evitar um colapso iminente, nos últimos anos o governo brasileiro, efetuou acordos internacionais com a Venezuela, Argentina e Uruguai, bem como inaugurou diversas obras, o que garante até 2002 adicionar mais 35.000 MW à capacidade já instalada no Brasil (Brasil, 1998).

Com o advento da possibilidade da utilização do gás natural como combustível em larga escala no Brasil, inúmeras termelétricas estão sendo implantadas utilizando-o como fonte de energia, como é o caso de Uruguaiana que utilizará gás natural da Argentina e de Cuiabá que utilizará gás da Bolívia. Utilizando gás natural fornecido pela Petrobrás, estão previstas também termelétricas no Ceará, na Bahia e em Cubatão.

Mesmo assim, conforme mostrado na Figura 1.1, a produção de energia elétrica ainda não permite uma situação de tranquilidade quanto ao risco de racionamento.

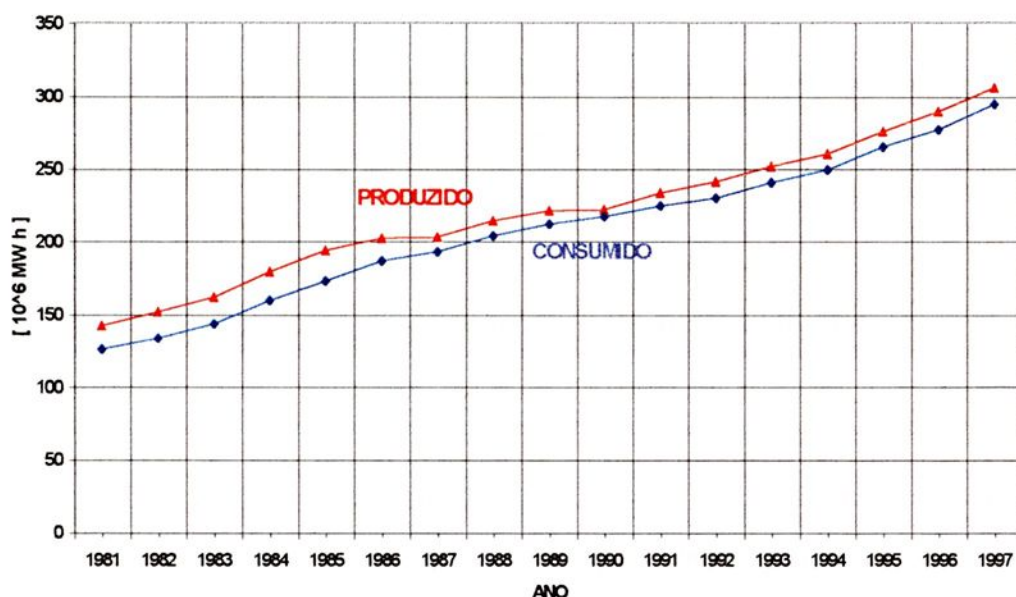


FIGURA 1.1 - Energia elétrica produzida e consumida no Brasil (Brasil, 1998).

A Figura 1.2 apresenta os valores relativos a cada tipo de consumo, onde se nota as significativas parcelas relativas aos consumos industrial e residencial. Até 1997, essas parcelas apresentam um crescimento, devido à melhoria do nível de vida no país e ao aquecimento da economia.

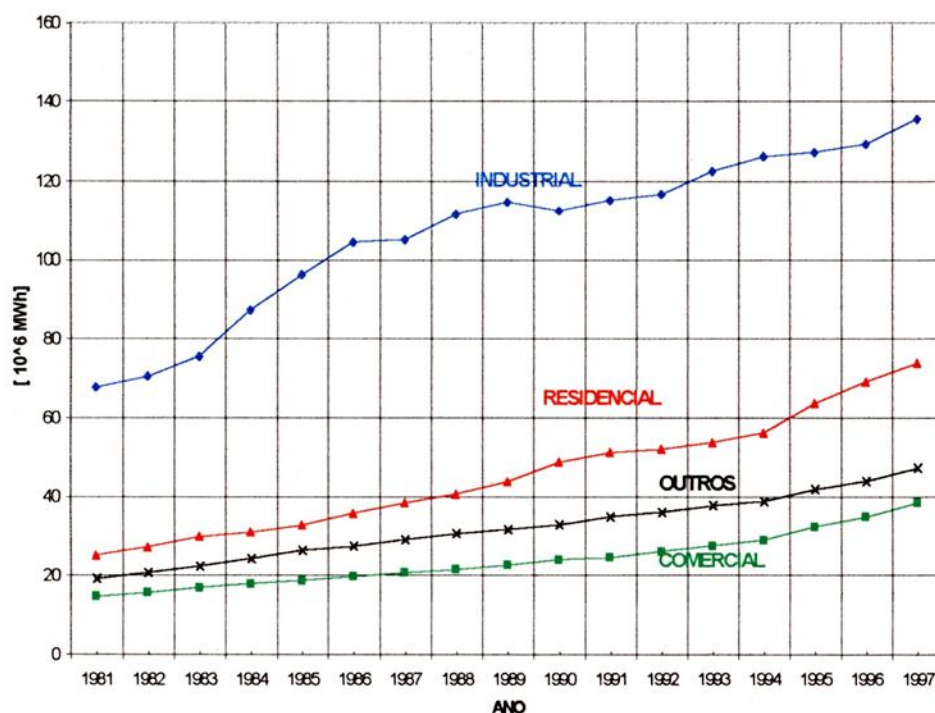


FIGURA 1.2 - Consumo de energia elétrica por segmento (Brasil, 1998).

Uma das alternativas para resolver o problema de demanda crescente de energia elétrica vem da utilização do gás natural, que, a partir de 1988, tornou-se disponível para o consumo nos grandes centros.

1.2 - Expansão do Uso do Gás Natural no Brasil

A região da Grande São Paulo foi a primeira a receber o gás natural, em 1988, proveniente da bacia de Campos, no Rio de Janeiro, o qual substituiu ao gás de nafta, até então distribuído. Em razão do volume de gás contratado e do prazo fixado para o seu fornecimento, as atenções voltaram-se, predominantemente, para o segmento industrial.

Mais adiante, após a consolidação da distribuição do gás natural originário da bacia de Campos, pela COMGÁS - Companhia de Gás de São Paulo, foi possível expandir a oferta de gás natural para São José dos Campos, no Vale do Paraíba, onde outros municípios deverão ser beneficiados, em futuro próximo, e para Cubatão, na Baixada Santista. Nesta última, já se conta com a segunda fonte de abastecimento do estado, a bacia de Santos.

Medidas que estimulam o uso do gás natural em substituição a outros combustíveis, como o óleo combustível, já estão trazendo reflexos extremamente positivos, especialmente para o meio ambiente, através da redução dos teores de poluentes atmosféricos, e para o desenvolvimento da indústria do gás no país.

De modo geral, o setor de gás natural no Brasil deverá passar por uma grande transformação nos próximos anos, com o rápido crescimento do consumo, conforme mostrado na Figura 1.3, e a diversificação de seu uso, com o surgimento de novas utilizações e com a modernização da sua indústria. Isto resultará no aumento significativo da participação do gás natural na matriz energética nacional, por ser uma fonte de energia limpa, de alta densidade energética e de custo relativamente baixo.



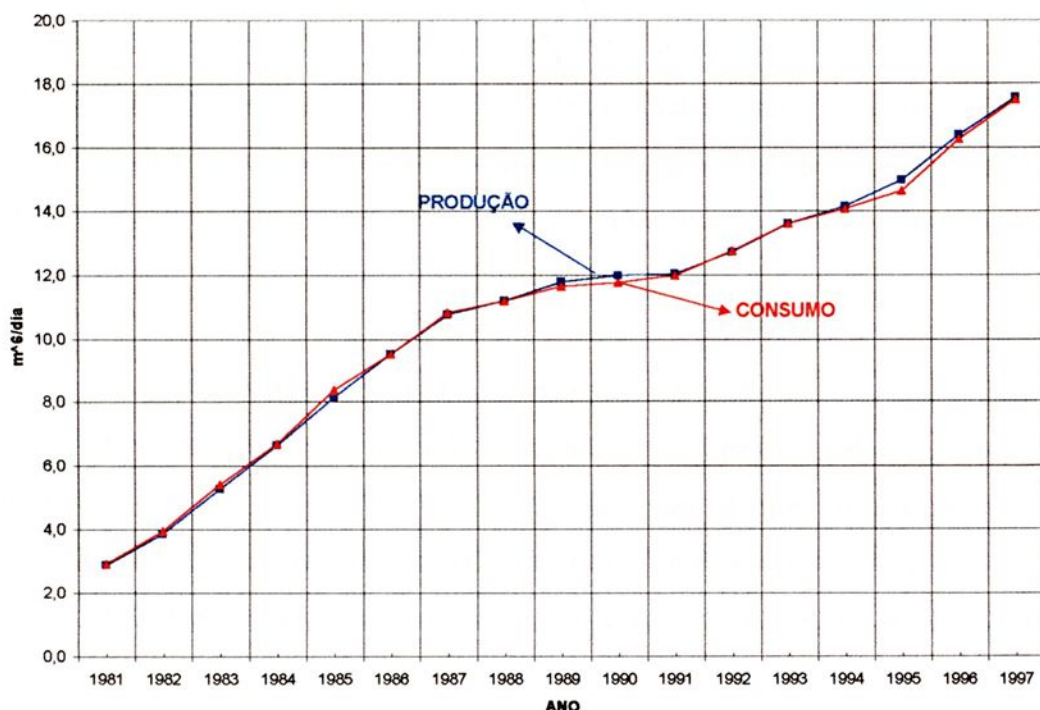


FIGURA 1.3 - Evolução da produção e do consumo de gás natural no Brasil (Brasil, 1998).

O gás natural é distribuído no estado de São Paulo através de uma rede de tubulações com cerca de 2.000 km de extensão. Para expansão da comercialização e distribuição de gás canalizado no estado de São Paulo - oferta de 3,0 milhões de Nm^3/dia de gás de produção nacional atualmente distribuídos e mais 8,1 milhões de Nm^3/dia de gás boliviano a partir do ano 2006 - prevê-se a necessidade de construção de cerca de 1.400 km adicionais de redes de distribuição, nas regiões hoje abastecidas e em outras do estado, cobrindo a área de abrangência do Gasoduto Brasil - Bolívia, com investimentos da ordem de US\$ 320 milhões (COMGÁS, 1997).

Prevê-se para os próximos anos uma sensível ampliação da oferta de gás para São Paulo, especialmente em função do projeto de importação, pela Petrobrás, de gás natural da Bolívia. Este projeto estima, na sua concepção original, a

aquisição de 8,0 milhões de Nm^3/dia de gás natural no primeiro ano de fornecimento, e nos anos seguintes um crescimento gradativo, até atingir 16,0 milhões de Nm^3/dia no oitavo ano, permanecendo nesse patamar até completar o período contratual de 20 anos. Reforçando a disposição dos dois países, foi assinado mais recentemente um adendo ao contrato original, visando definir um aumento de 50% no fornecimento, desde que as reservas bolivianas sejam suficientes para tanto.

Com isso, devido ao aumento do custo da energia elétrica e aos problemas ambientais cada vez maiores, associados à queima de combustíveis fósseis poluentes, o gás natural e novas tecnologias têm sido sempre procuradas para a geração de energia útil na indústria (Evans, 1997; Gottlieb, 1993). Neste sentido, empresas de diferentes ramos de atividades, estão aderindo ao emprego do gás natural e convertendo seus equipamentos. Algumas dessas empresas são apresentadas a seguir (Brasil Energia, 1998):

- Mannesman, fabricante de aços especiais e tubos, concluiu em maio de 1998 o processo de adaptação de suas máquinas para o uso do gás natural em substituição ao GLP e ao óleo combustível. O projeto significou ganho de US\$ 1 milhão por ano à empresa, exigindo investimentos bem inferiores, da ordem de US\$ 500 mil. Tamanho retorno se justifica no maior aproveitamento do gás de alto forno, que até o início da conversão dos equipamentos era queimado apenas em parte e agora pode ser associado ao gás natural.

- Kaiser, fabricante de cerveja, concluiu em junho de 1998, no estado do Ceará, a primeira de duas unidades de cogeração a gás natural, cujo excedente de energia será vendido às concessionárias. Começou a operar em maio a unidade de cogeração (5 MW, gerados por dois grupos de motores de 2,5 MW cada) da fábrica em Pacatuba (CE). Pacatuba é a segunda unidade de cogeração da cervejaria. A primeira, que entrou em operação em 1^o de dezembro de 1998, foi montada no município paulista de Jacareí, com o dobro da capacidade da planta do



Ceará, fornecidos por dois grupos de turbinas de 5 MW cada. As duas plantas empregam como combustível o gás natural. No Ceará, o combustível é fornecido pela CEGÁS - Companhia de Gás do Ceará (37 mil Nm³/dia, a 0,111 R\$/Nm³) e, em Jacareí, pela COMGÁS (78 mil Nm³/dia, a 0,1156 R\$/Nm³). Ambos projetos foram concebidos, instalados e operados pela Energy Works, uma colaboração entre os grupos Bechtel e Pacific Corporation. Nas duas obras, a empresa funcionará tanto como ESE (Empresa de Serviços de Energia), quanto como produtor independente, “a despeito da falta de legislação específica para a cogeração”, conforme observa o presidente da empresa “Energy Works” no Brasil, Luiz Fernando Mendes. A unidade de Pacatuba irá consumir 2,5 MW e colocará o restante na rede da COELCE – Companhia de Eletricidade do Ceará, a R\$ 32,00 R\$/MWh, e a unidade de Jacareí venderá 0,7 MW à Empresa Bandeirante de Energia, a um valor não divulgado.

- Brahma, fabricante de cerveja, concluiu em junho de 1996, no estado do Rio de Janeiro, a instalação da terceira turbina a gás natural, visando a geração de energia para consumo próprio. As turbinas instaladas foram fornecidas pela European Gas Turbine, de modelo Typhoon 5.2, que geram 4.000 kW cada, perfazendo uma capacidade total instalada de 12.000 kW. O investimento da Brahma foi de aproximadamente 16 milhões de dólares (Brahma, 1998), para a aquisição das turbinas e equipamentos auxiliares, tais como três caldeiras de recuperação e quatro compressores de gás, com um tempo de instalação de 1 ano, visando um baixo custo do kWh produzido. O gás natural, fornecido pela COMGÁS (1,5 mil Nm³/dia), é oriundo principalmente da Bacia de Campos.

1.3 - Caracterização do Problema Estudado

O estudo de viabilidade do emprego do gás natural, em substituição à fonte de aquecimento elétrica utilizada atualmente, teve como parâmetros aqueles associados ao forno tipo “soaking pit”, utilizado no processo de pré-aquecimento de placas de alumínio para laminação na fábrica da ALCAN - Alumínio do Brasil,



unidade de Pindamonhangaba (SP). São as seguintes as características do forno estudado (ALCAN, 1985):

- capacidade do forno: 170 ton,
- seção útil do forno: $5100 \times 3900 \text{ mm}^2$,
- peso do lingote: 17 ton,
- carregamento do forno: 20 variantes,
- temperatura ambiente: 35°C máx, 9°C mín,
- temperatura do lingote: $\text{máx } 625 \pm 5^\circ \text{C}$,
- potência das resistências: 4.000 kW,
- tensão: 440 V, 60 Hz, trifásico.

A seguir serão descritas as características do processo de pré-aquecimento, os consumos de energia e os custos inerentes ao processo durante um ano de trabalho.

1.3.1 - Processo de Operação do Forno

O forno é constituído por duas câmaras, conforme mostra a Figura 1.4, sendo uma destinada à carga (placas de alumínio) e a outra ao banco de resistências e a dois ventiladores com capacidade $365 \times 10^3 \text{ Nm}^3/\text{h}$ cada.

O processo de aquecimento das placas de alumínio se realiza através de um circuito fechado de ar aquecido, que é impulsionado pelos ventiladores através dos bancos de resistências os quais aquecem o ar, transferindo para as placas o calor por convecção, retornando aos ventiladores e assim sucessivamente.



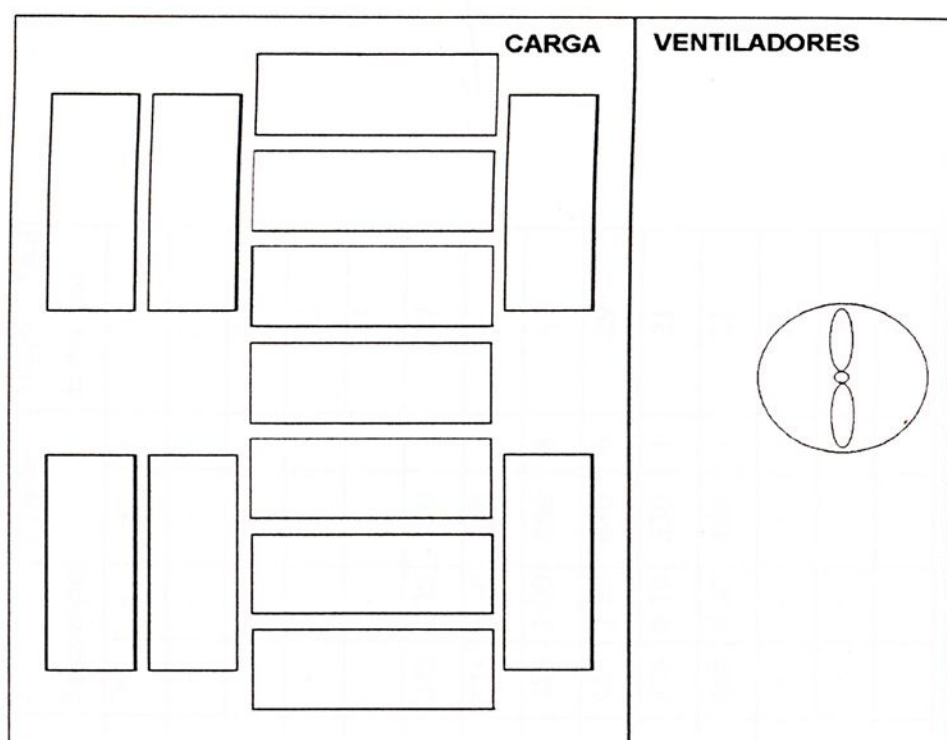


FIGURA 1.4 - Lay out do forno tipo “soaking pit”.

No processo de laminação existem diversos tipos de banhos destinados ao pré-aquecimento e homogeneização das placas de alumínio, conforme é apresentado na Tabela 1.1, sendo que estes banhos variam com o tipo da liga de alumínio a ser laminada.

É importante salientar que os dados apresentados na Tabela 1.1, foram obtidos através de análises em registros de produção considerando a média dos valores encontrados, tomando por referência a temperatura na parte superior do forno.

Na parte inferior do forno, estas temperaturas variam um pouco mais, dependendo do processo, conforme é mostrado na Tabela 1.2.

TABELA 1.1 - Temperaturas e tempos de operações de processo no forno de preparação de placas

Ciclo	Aquecimento		1ª Equalização		1º Banho		Resfriamento	2ª Equalização		2º Banho		Tempo Total de Processo
	°C	h	°C	h	°C	h	h	°C	h	°C	h	h
A	590	9	535	5	530	1	-	-	-	-	-	15
B	590	-	-	-	-	2	-	-	-	-	-	02
C	590	9	535	5	530	8	-	-	-	-	-	22
D	540	9	525	5	520	1	-	-	-	-	-	15
E	630	9	595	5	590	1	0:30	535	1:30	530	1	18
F	615	9	580	5	575	8	0:30	535	1:30	530	1	25
G	650	9	620	8	615	10	4:00	485	3:00	480	8	42
H	615	9	580	5	575	7	0:30	485	1:30	480	6	29
I	630	9	595	5	590	5	0:30	535	0:30	530	1	21
J	630	9	595	5	590	5	0:30	485	0:30	480	1	21
L	540	9	525	5	520	8	-	-	-	-	-	22
M	590	9	525	5	530	17	-	-	-	-	-	31
R	540	9	485	5	480	17						31



TABELA 1.2 – Variação da temperatura média na parte inferior do forno nas temperaturas de processo

TEMP. DE PROCESSO (°C)	VARIAÇÃO DE TEMPERATURA NA PARTE INFERIOR DO FORNO (°C)
480	430-450
520	480-500
525	480-500
530	475-520
535	485-530
540	485-533
575	525-560
580	530-580
590	534-590
595	540-595
615	586-596
620	590-605
630	596-613
650	606-610

A queda na temperatura devido à transferência de calor para as placas de alumínio no interior do forno pode ser de 4 °C no mínimo, até 55 °C no máximo, dependendo do processo. Um dos motivos disto é a grande variação que ocorre na forma da carga do forno de preparação de placas, conforme se apresenta na Tabela 1.3, pois a dimensão e a quantidade das placas de alumínio influenciam na taxa de transferência de calor .



TABELA 1.3 - Carga do forno de preparação de placas.

Quantidade de placas	Dimensões das Placas [mm]
24	460 x 950 x (4800 a 5300)
	460 x 1050 x (4800 a 5300)
21	460 x 1150 x (4800 a 5300)
	460 x 1250 x (4800 a 5300)
18	460 x 1450 x (4800 a 5300)
	460 x 1350 x (4800 a 5300)
15	460 x 1550 x (4800 a 5300)
	460 x 1650 x (4800 a 5300)
14	460 x 1550 x (4800 a 5300)
13	610 x 1650 x (4800 a 5300)
12	460 x 1750 x (4800 a 5300)
	460 x 1850 x (5300 a 4800)

Dentre as ligas de alumínio que a ALCAN utiliza, foi selecionada para este estudo a liga que mais se produz, sendo ela responsável por aproximadamente 70 % de toda produção da empresa. Esta liga é a ABNT 3004, que é utilizada na fabricação de latas de refrigerantes, cervejas e bebidas em geral.

As dimensões do forno são apresentadas na Figura 1.5.a e sua vista lateral na Figura 1.5.b.



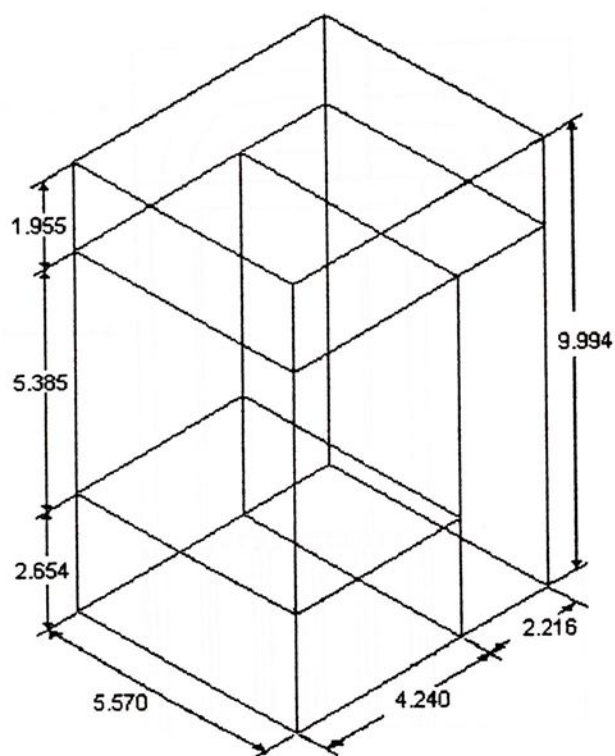


FIGURA 1.5.a - Dimensões do forno "soaking pit (mm).

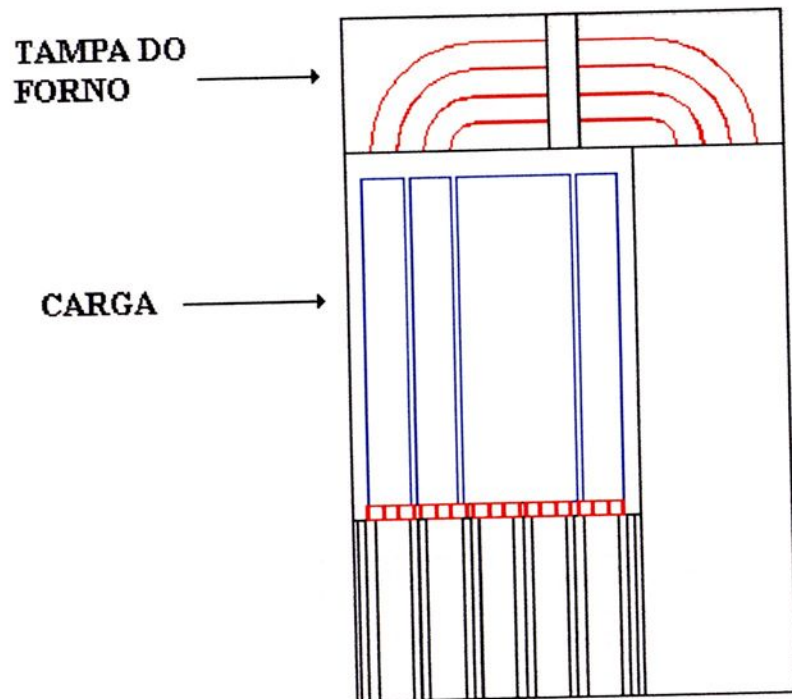


FIGURA 1.5.b - Vista lateral do forno "soaking pit".

1.3.2 - Levantamento de Curvas de Cargas Elétricas

O levantamento das curvas de cargas elétricas para o estudo em questão foi efetuado tomando-se por base o consumo do ano de 1996, com dados provenientes do controle de consumo da ALCAN – Unidade de Pindamonhangaba. O consumo do setor de lâminas apresentado na Tabela 1.4, considera os valores referentes aos prédios do laminador a quente e de preparação de placas, onde se encontram os fornos em questão. Esses prédios são responsáveis por 46,65 % do consumo geral da empresa (166.292.184 kW h em 1996). Os fornos de preparação de placas são responsáveis por 28% do total.

TABELA 1.4 - Consumo de energia no ano de 1996 no setor de lâminas (ALCAN, 1997).

MÊS	CONSUMO (kW h)
JAN	6.287.689
FEV	5.080.774
MAR	6.006.929
ABR	6.675.329
MAI	6.477.614
JUN	4.764.587
JUL	6.040.964
AGO	6.208.361
SET	8.433.147
OUT	6.993.047
NOV	7.229.613
DEZ	7.471.649
TOTAL	77.569.704



1.3.3 - Levantamento dos Gastos com Energia Elétrica

Os gastos com energia da unidade da ALCAN de Pindamonhangaba são apresentados na Tabela 1.5.

TABELA 1.5 - Gastos com energia elétrica no ano de 1996 da ALCAN (ALCAN,1997).

MÊS	Valores [US\$]			
	consumo ponta	Consumo fora de ponta	demanda ponta	Demanda fora de ponta
JAN	28.316	332.896	153.234	53.988
FEV	31.074	322.831	156.510	55.161
MAR	31.754	329.905	155.909	54.949
ABR	36.523	414.407	154.970	54.618
MAI	37.344	410.389	154.103	54.313
JUN	28.615	307.801	153.506	54.102
JUL	34.262	370.934	152.339	53.691
AGO	35.798	384.869	151.324	53.333
SET	39.168	436.834	150.585	53.073
OUT	35.243	376.335	149.782	52.790
NOV	32.519	342.748	148.699	52.408
DEZ	32.591	365.754	147.916	52.132
MÉDIA	33.601	366.309	152.406	53.713
TOTAL	403.208	4.395.702	1.828.877	644.561

ICMS NÃO RECUPERÁVEL	18.024 [US\$]
TOTAL GERAL	7.290.371 [US\$]

1.3.4 - Procedimentos para Análise de Viabilidade

Para a análise de viabilidade da substituição da fonte de energia elétrica pela combustão de gás natural foi utilizada a seguinte metodologia:

Modelagem Teórica

Esta etapa compõe-se de uma modelagem teórica do comportamento térmico das placas de alumínio com a utilização de ar aquecido através de resistências elétricas, que é o processo atualmente empregado; também efetua-se a modelagem teórica da modificação do processo considerando queima de gás natural de petróleo.

Modelagem Numérica

Nesta etapa faz-se uma modelagem do processo de aquecimento da placa de alumínio empregando-se o método de elementos finitos, visando levantar um modelo capaz de representar o comportamento do aquecimento. Para isto foi também desenvolvido a análise do comportamento do escoamento do ar através dos canais formados entre as placas no interior do forno.

Posteriormente desenvolve-se a modelagem do fluxo da mistura resultante da queima do gás natural, bem como a análise do comportamento do aquecimento das placas de alumínio quando na alteração do fluido ar (forno operando com eletricidade) para gases de queima (forno operando com gás natural).

Análise Experimental

Na análise experimental foram levantadas informações referentes ao carregamento térmico das placas de alumínio durante o processo de aquecimento



visando uma comparação dos resultados teóricos obtidos com os dados reais do processo.

Análise da Viabilidade Econômica do Emprego do Gás Natural

Para análise de viabilidade econômica do emprego do gás natural considerou-se três casos :

-Queima do gás natural com pré-aquecimento do ar de entrada do forno:

Neste caso, processa-se a queima do gás natural para o aquecimento do fluido circulante, e buscando uma otimização da energia disponível, avalia-se a vantagem do pré-aquecimento do ar de entrada, através do aproveitamento do calor disponível nos gases de exaustão do forno, visando uma melhoria da performance de consumo durante o processo e a determinação do tempo de aquecimento das placas.

-Aplicação de técnica de cogeração de energia empregando motor de combustão interna.

Neste caso estuda-se o emprego de motor de combustão interna queimando gás natural, para geração de energia elétrica, e pré-aquecimento do ar de entrada do forno com o aproveitamento dos gases de escape do motor; considera-se o aproveitamento dos gases de exaustão do forno para produção de água gelada, através do emprego de máquina de absorção, destinada a refrigeração de ambiente.

-Aplicação de técnica de cogeração de energia empregando turbina a gás:

Neste caso estuda-se o emprego de turbina a gás para geração de energia elétrica (também a partir do gás natural), e o aproveitamento dos gases de exaustão desta para



pré-aquecimento do ar de entrada do forno; considera-se o aproveitamento dos gases de exaustão do forno para produção de água gelada, em máquina de absorção, destinada a refrigeração de ambiente.

Análise econômica das configurações propostas

Nesta etapa, efetua-se uma comparação de receita anual esperada e período de amortização de capital investido, para as três configurações propostas na conversão dos fornos elétricos para o uso do gás natural. Assim busca-se encontrar a melhor opção em termos de economia anual nos gastos com energia, em função dos diversos parâmetros envolvidos.

1.4 – A Contribuição deste Trabalho

Por se tratar de assunto muito pouco referenciado na literatura científica, este trabalho visa contribuir no sentido amplo, reportando resultados relativos à conversão de fornos elétricos para fornos a gás natural. Os resultados demonstram a possibilidade de racionalização do uso de energia através da simples recuperação do calor residual dos gases de combustão ou através do acoplamento dos fornos a sistemas de cogeração. O emprego de sistemas de cogeração utilizando motor de combustão interna ou turbina a gás abre possibilidades para produção simultânea de eletricidade e água gelada, através da utilização de sistemas de refrigeração por absorção. Análise complementar leva em conta aspectos técnicos e econômicos relacionados à conversão dos fornos para gás natural.

Há de considerar os equacionamentos desenvolvidos neste trabalho, tanto do ponto de vista técnico como do ponto de vista econômico, que sem dúvida vem contribuir para futuras pesquisas associadas a conversão de fornos elétricos para operação com gás natural de petróleo.



CAPÍTULO 2

FORMULAÇÃO DO PROCESSO DE AQUECIMENTO DAS PLACAS

2.1 - Metodologia

O método empregado na análise do comportamento térmico durante o aquecimento das placas de alumínio baseia-se em estudos de casos semelhantes ao caso do presente trabalho. Para a determinação dos coeficientes térmicos, Briozzo (1997), Jin (1996) e Rizk (1991) consideram a influência da instabilidade do coeficiente de convecção térmica e que os parâmetros de transferência de calor variam com os números de Reynolds e de Prandtl. Para o equacionamento, consideraram-se os procedimentos de Magalhães Filho (1986), Unal (1988) e Scognamiglio (1990).

2.2 - Considerações Iniciais

A figura 2.1 mostra o esquema da placa considerada, onde L corresponde a sua semi-espessura e C o comprimento. Assume-se $2e$ o espaçamento entre as placas. O problema é resolvido assumindo-se as seguintes hipóteses:

1. A resistência oferecida ao fluxo de calor pela película convectiva é da mesma ordem de grandeza, ou menor, que a resistência oferecida pelo material da placa e, sob essas condições, ocorrerão gradientes de temperatura dentro do material e o modelo para prever a resposta transiente deve incluir os efeitos da condução axial e transversal dentro do material (condutividade finita do material).
2. As propriedades dos fluidos são constantes e determinadas na temperatura média da mistura.
3. O coeficiente de transferência de calor na parede é aquele para fluxo de calor constante com distribuição não uniforme (Kays, 1980).



4. O aquecimento pelas bordas menores da placa é desprezado (borda isolada).
5. A velocidade do fluido é variável ao longo da placa, sendo assumido um valor médio para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

O problema de transferência de calor na placa é tridimensional. No presente trabalho assume-se que a troca de calor ocorra somente pelas faces maiores (Ayz). Como a temperatura do fluido diminui com y, assume-se que o problema de condução de calor na placa seja bidimensional em (x,y).

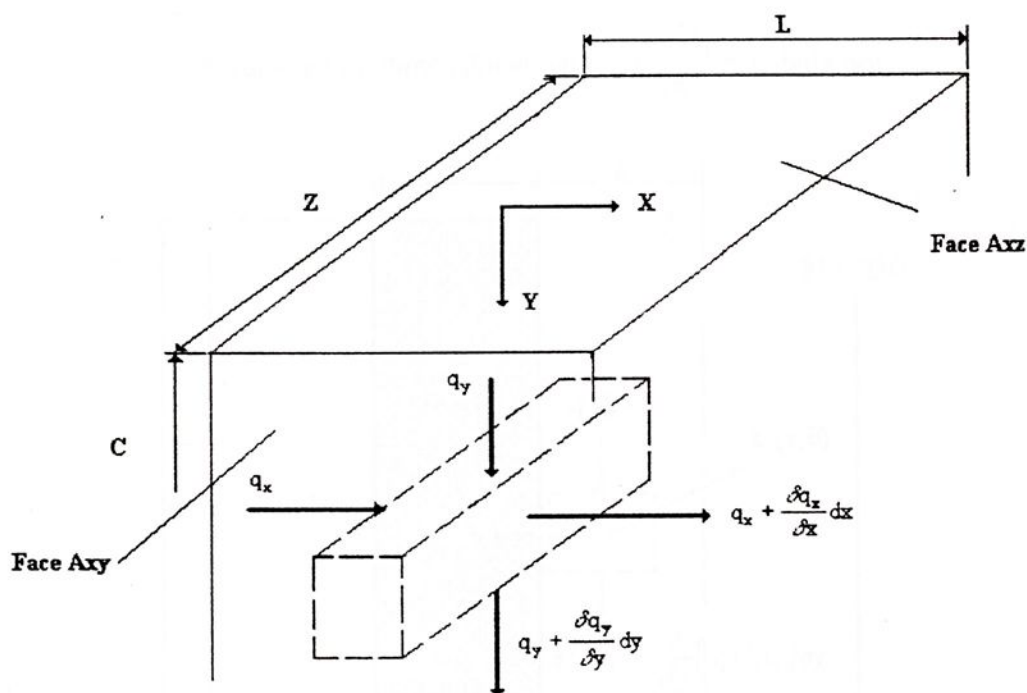


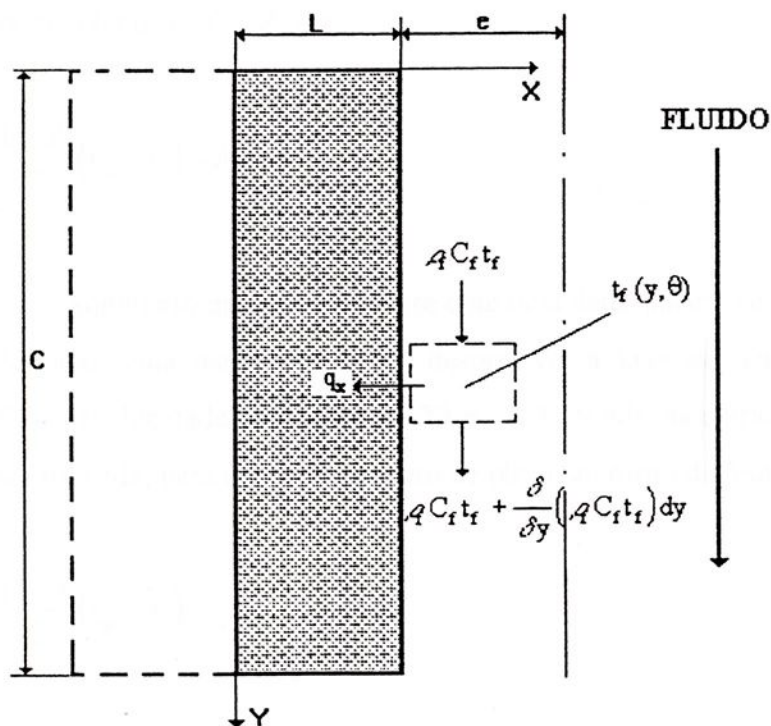
FIGURA 2.1 – Esquema da placa estudada. Modelo físico para o problema da condução de calor.

2.3 - Equações Governantes

São as seguintes as equações governantes:

1. Equação unidimensional de conservação de energia para o fluido, devido a se considerar apenas a variação da temperatura do fluido ao longo da placa e desconsiderar o efeito da difusão.
2. Equação bidimensional de condução de calor para o material a ser aquecido, devido à consideração do não aquecimento pelas bordas menores.

A equação unidimensional para $-k \frac{\delta^2 t_f}{\delta y^2} = 0$ dada por:



$$-\frac{\delta}{\delta y} (\rho_f C_f t_f) dy \times (e \cdot Z) - q_x (Z dy) = \rho_f (e \cdot Z \cdot dy) C_f \frac{\delta t_f}{\delta \theta} \quad (2.0)$$

$$-\rho_f C_f \frac{\delta t}{\delta y} - \frac{h}{e} (t_f - t_m) = \rho_f C_f \frac{\delta t_f}{\delta \theta} \quad (2.1)$$

Igualando o primeiro termo da equação a zero (condição transiente), tem-se

$$\rho_f C_f \frac{\delta t}{\delta y} = \frac{h}{e} (t_m - t_f) \quad (2.2)$$

sendo, $m_f = \rho_f (e \cdot Z)$, tem-se:

$$m_f C_f \frac{\partial t_f}{\partial y} = h \cdot Z (t_m - t_f) \quad (2.3)$$

que também pode, como $A = C \times Z$, ser:

$$m_f C_f \frac{\partial t_f}{\partial y} = \frac{h \times A}{C} (t_m - t_f) - A \rho_f C_f \frac{\partial t_f}{\partial \theta} \quad (2.4)$$

Admitindo que o fluido passe com uma determinada velocidade pelo volume considerado, cuja magnitude torna desprezível a taxa de acumulação de energia pelo fluido (velocidade variando de 4,29 m/s a 8,59 m/s, na entrada, chegando a atingir 40 m/s na saída, para um comprimento de placa em torno de 5 m), tem-se:

$$m_f C_f \frac{\partial t_f}{\partial y} = \frac{h \times A}{C} (t_m - t_f) \quad (2.5)$$

onde:

$t_f = t_f(\theta)$, para $y = 0$ e $x = L$

Para o material, um sólido onde os termos de dissipação viscosa e compressibilidade são nulos, a massa específica é constante e não existe geração

interna de calor. A equação de energia em função de temperatura do material torna-se (Bird, 1980):

$$\frac{\partial t_m}{\partial \theta} = \alpha_m \nabla^2 t_m \quad (2.6)$$

Considerando a distribuição de temperatura simétrica numa seção longitudinal e que o sólido possua propriedades físicas uniformes e independentes da temperatura, a equação geral da condução de calor, que estabelece a distribuição de temperatura e a transmissão de calor por condução se reduz à equação de Fourier na forma bidimensional, que como descrito por Carslaw e Jaeger (1959), em coordenadas cartesianas é:

$$\frac{\partial^2 t_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_m}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha_m} \frac{\partial t_m}{\partial \theta} \quad (2.7)$$

As condições iniciais e de contorno são:

$$\theta = 0: t_f = t_m = t_0 \quad (2.8)$$

$$\theta > 0:$$

$$y=0 \Rightarrow \frac{\partial t_m}{\partial y} = 0; \quad t_f = t_{fi}(\theta); \quad 0 < x < L \quad (2.9)$$

$$y = C \Rightarrow \frac{\partial t_m}{\partial y} = 0; \quad 0 < x < L \quad (2.10)$$

$$x=0 \Rightarrow \frac{\partial t_m}{\partial x} = 0; \quad 0 \leq y \leq C \quad (2.11)$$

$$x=L \Rightarrow K_m \frac{\partial t_m}{\partial x} = h(t_f - t_m); \quad 0 \leq y \leq C \quad (2.12)$$

2.4 - Adimensionalização das Equações para o Fluido

Considerando as dimensões das placas, conforme a Figura 2.2, a área lateral da mesma é:

$$A = C \times Z$$

Substituindo em (2.5), tem-se:

$$m_f C_f \frac{\partial_f}{\partial y} = h \times z (t_m - t_f) \quad (2.13)$$

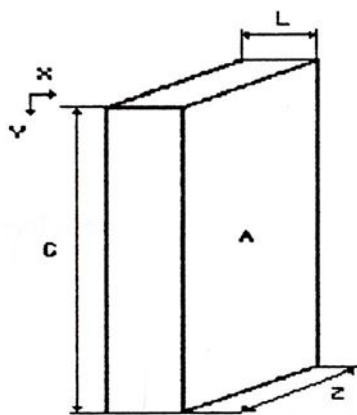


FIGURA 2.2 - Dimensões da placa em estudo.

As temperaturas adimensionais do fluido e da placa são definidas, respectivamente, como

$$T_f = \frac{t_f - t_0}{t_{\infty(\theta)} - t_0} \quad (2.14)$$

$$T_m = \frac{t_m - t_0}{t_{fi(\theta)} - t_0} \quad (2.15)$$

Da equação (2.14) tem-se

$$t_f = T_f [t_{fi(\theta)} - t_0] + t_0 \quad (2.16)$$

A qual, derivada, resulta em

$$\partial t_f = [t_{fi(\theta)} - t_0] \partial T_f \quad (2.17)$$

Da equação (2.15), tem-se, para a placa:

$$t_m = T_m [t_{fi(\theta)} - t_0] + t_0 \quad (2.18)$$

A qual, também derivada, resulta em

$$\partial t_m = [t_{fi(\theta)} - t_0] \partial T_m \quad (2.19)$$

Os adimensionais da largura (z) e da semi-espessura (L) da placa são definidos respectivamente como:

$$Z = \frac{z \cdot K_m}{m_f C_f} \quad (2.20)$$

e

$$W = \frac{L}{C} \quad (2.21)$$

Os adimensionais das coordenadas y e x como, respectivamente:

$$Y = \frac{y}{C} \Rightarrow y = Y.C \quad (2.22)$$

e

$$X = \frac{x}{L} \Rightarrow x = X.L \quad (2.23)$$

Derivando as duas últimas equações obtém-se

$$\partial y = C \partial Y \quad (2.24)$$

e

$$\partial x = L \partial X \quad (2.25)$$

Adicionalmente, sabe-se que os números de Biot e Fourier são dados respectivamente, por :

$$Bi = \frac{h.L}{K_m} \quad (2.26)$$

e

$$Fo = \frac{\alpha_m \theta}{L^2} \quad (2.27)$$



Assim, substituindo (2.20) em (2.13) tem-se:

$$\frac{\partial t_f}{\partial y} = \frac{h \cdot Z}{K_m} (t_m - t_f) \quad (2.28)$$

Substituindo (2.26) em (2.28):

$$\frac{\partial t_f}{C \partial Y} = \frac{h \cdot Z}{K_m} (t_m - t_f) \quad (2.29)$$

$$\frac{\partial t_f}{\partial Y} = \frac{h \cdot Z \cdot C \cdot L}{K_m \cdot L} (t_m - t_f) \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial t_f}{\partial Y} = Bi \cdot Z \cdot \frac{1}{W} (t_m - t_f) \quad (2.31)$$

$$\alpha_f = \left[Bi \cdot \frac{Z}{W} (t_m - t_f) \right] \partial Y \quad (2.32)$$

Substituindo as equações (2.16) a (2.19) em (2.32), tem-se, para a equação adimensionalizada do fluido:

$$\frac{\partial T_f}{\partial Y} = Bi \cdot \frac{Z}{W} \cdot (t_m - t_f) \quad (2.33)$$

2.5 - Adimensionalização das Equações para o Material da Placa

Parte-se da equação de Fourier, bidimensional:

$$\frac{\partial^2 t_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_m}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha_m} \frac{\partial t_m}{\partial \theta} \quad (2.34)$$

Tem-se, também que:

$$\partial y = C \partial Y \Rightarrow \partial y^2 = C^2 \partial Y \quad (2.35)$$

e

$$\partial x = C \partial X \Rightarrow \partial x^2 = C^2 \partial X \quad (2.36)$$

Derivando a equação que define o número de Fourier (equação 2.27), tem-se

$$\partial \theta = \frac{L^2}{\alpha_m} \cdot \alpha_m \cdot Fo \quad (2.37)$$

e derivando a equação (2.19), tem-se

$$\partial^2 t_m = [t_{fi}(\theta) - t_o] \partial^2 T_m \quad (2.38)$$

Substituindo em (2.34), obtem-se a equação adimensionalizada para o material:

$$\frac{\partial^2 T_m}{\partial X} + W \frac{\partial^2 T_m}{\partial Y^2} = \frac{\partial T_m}{\partial Fo} \quad (2.39)$$

Com as seguintes condições iniciais e de contorno :

$$\theta = 0 \Rightarrow Fo = 0 \quad (2.40)$$

$$t_f = t_m = t_o \Rightarrow T_f = T_m = 0 \quad (2.41)$$

$$\theta > 0 \Rightarrow Fo > 0, \quad (2.42)$$

$$y = 0 \Rightarrow Y = 0 \Rightarrow t_f(\theta) \Rightarrow T_f = 1 \Rightarrow \frac{\partial T_m}{\partial X} = 0 \Rightarrow 0 < X < 1 \quad (2.43)$$

$$y = C \Rightarrow Y = 1 \Rightarrow \frac{\partial T_m}{\partial X} = 0 \Rightarrow 0 < X < 1 \quad (2.44)$$

$$x = 0 \Rightarrow X = 0 \Rightarrow \frac{\partial T_m}{\partial Y} = 0 \Rightarrow 0 < Y < 1 \quad (2.45)$$

$$x = L \Rightarrow X = 1 \Rightarrow \frac{\partial T_m}{\partial X} = Bi(T_f - T_m) \Rightarrow 0 < Y < 1 \quad (2.46)$$

Assim,

$$K_m \frac{\partial t_m}{\partial X} = h(t_f - t_m) \quad (2.47)$$

ou

$$K_m \frac{[t_f(\theta) - t_0] \partial T_m}{L X} = h \{ [T_f(t_f(\theta) - t_0 + t_0)] - [T_m(t_f(\theta) - t_0 + t_0)] \} \quad (2.48)$$

e, finalmente,

$$\frac{\partial T_m}{\partial X} = Bi(T_f - T_m) \quad (2.49)$$

CAPÍTULO 3

PROCEDIMENTOS PARA ANÁLISE NUMÉRICA E OBTENÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS

3.1 - Considerações Preliminares

A análise numérica foi dividida em duas partes distintas, sendo a primeira destinada ao levantamento do comportamento da temperatura na placa para o caso da utilização do ar comparativamente ao caso da mistura de gases resultante da combustão do gás natural. Na segunda etapa foi realizada a análise do comportamento do escoamento, visando, segundo o critério de Crittenden e Alderman (1992), a obtenção do coeficiente de película teórico para o fluxo de ar e para a mistura de gases resultante da combustão do gás natural, através dos canais formados entre as placas de alumínio.

A solução de um sistema de armazenagem de energia para a análise do comportamento da temperatura pode ser efetuada empregando o método de diferenças finitas ou elementos finitos.

Diversos estudos se utilizam de elementos finitos para analisar aspectos térmicos e de escoamento de fluidos. Osman et al.(1997) analisa o fluxo de calor na superfície de um corpo ajustando seu modelo através de dados experimentais. Laurenti et al.(1996), utilizando o “software” ANSYS, apresenta como resultado uma tabela com a variação do coeficiente de transferência de calor em um cubo. Syrjälä (1996), também através de um modelo de elementos finitos considerando elementos quadráticos e triangulares, representa o escoamento em dutos retangulares. Iwatsu (1995) avalia em seu estudo o gradiente de temperatura devido à variação do número de Reynolds.



No caso do método de diferenças finitas, pode-se citar o estudo realizado por Sucec (1987), que considera os efeitos de armazenagem na parede de dutos, o de Kherdari (1991) que, através de uma análise bidimensional, avaliou o comportamento de armazenagem de calor em um acumulador cilíndrico, e os estudos de Magalhães Filho (1986) e Sconamiglio (1990) sobre um acumulador de placas planas.

Avaliados os trabalhos mencionados foi definido que para o presente estudo seria empregado, tanto para a análise térmica quanto para a análise de escoamento, o método de elementos finitos.

3.2 - Modelagem do Fluxo de Calor para a Placa Sólida

Na modelagem utilizou-se o software ANSYS para encontrar soluções numéricas para as equações desenvolvidas no Capítulo 2. Na análise térmica foi utilizado um modelo transiente com as hipóteses consideradas anteriormente. Adota-se conforme já mencionado como referência para o material, as características da liga de alumínio ABNT 3004, conforme ALCAN (1985).

Nesta análise foram empregados elementos planos bidimensionais, isoparamétricos, com capacidade de condução térmica. Estes elementos possuem 4 nós, conforme apresentado na Figura 3.1, com um grau de liberdade e temperatura em cada nó. A malha representando meia placa, conforme adotado no estabelecimento das equações governantes, é apresentada na Figura 3.2.

No estudo, considera-se a localização da placa no interior do forno, como sendo a do canto. Como são quatro, toma-se como referência as temperaturas obtidas experimentalmente, daquela que mais tempo demorou para atingir as temperaturas de balizamento do processo de aquecimento.



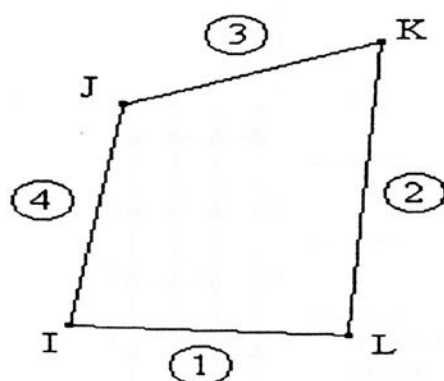


FIGURA 3.1- Elemento térmico bidimensional sólido.

3.3 - Modelagem do Escoamento de Ar ou de Mistura de Gases de Combustão no Forno

Também para a análise de escoamento, empregou-se o método de elementos finitos através do software ANSYS, visando a obtenção do perfil de velocidade do fluido no interior do canal. Foi utilizado um modelo turbulento, onde foram aplicados elementos bidimensionais de 4 nós, também conforme a Figura 3.1, como utilizado por Syjälä (1996), capazes de solucionar problemas de distribuição de temperatura e escoamento em uma região, através da utilização do código FLOTRAN CFD. Neste código, o elemento pode ser usado para modelos transientes ou estacionários, em sistemas fluidos/térmicos, que envolvem fluido e regiões sem fluido. As equações de conservação para o escoamento do fluido viscoso são solucionadas na região de fluido, enquanto somente a equação de energia é resolvida na região de não fluido.

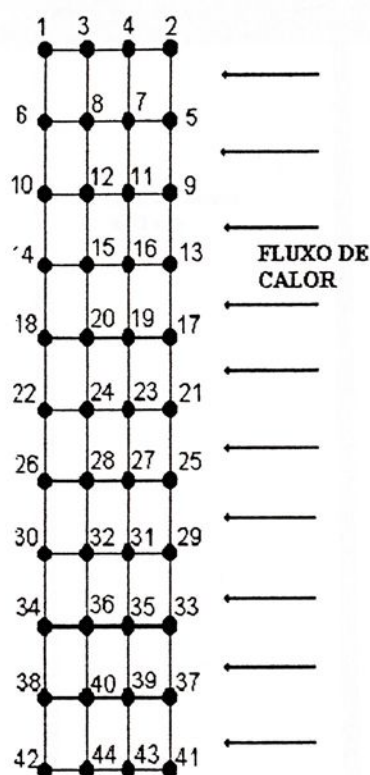


FIGURA 3.2 - Malha de elementos finitos representando a placa de alumínio.

Para o elemento FLOTRAN CFD, as velocidades são obtidas do princípio da conservação de energia, e a pressão é obtida do princípio da conservação de massa.

Para a montagem da malha representando a carga do forno, considerou-se a disposição das placas no interior do mesmo buscando a reprodução das condições reais de lay-out, de acordo com ALCAN (1985). Na Figura 3.3, pode-se verificar a malha montada nos canais formados pelas placas no interior do forno.



FIGURA 3.3 - Vista dos canais do forno com a malha empregada para análise de escoamento

3.4 - Dados Experimentais

A obtenção de dados experimentais se realizou através do levantamento em registros de operação do forno, considerando-se a média histórica de dados, referente ao carregamento das placas de alumínio, e da temperatura do forno durante o processo de aquecimento.

Toda carga do forno é monitorada, variando-se a potência nas resistências elétricas visando a homogeneização do banho, conforme já apresentado na Tabela 1.1.

As temperaturas de placa são medidas por meio de termopares calibrados em quatro placas localizadas uma em cada canto do forno. Em cada placa a temperatura é tomada na sua superfície lateral superior e inferior, cerca de 0,5 m da extremidade, conforme Figura 3.4, e registrada automaticamente através de um sistema computadorizado de coleta de dados, o qual varia automaticamente a potência das resistências, de acordo com a fase do banho e do ciclo.

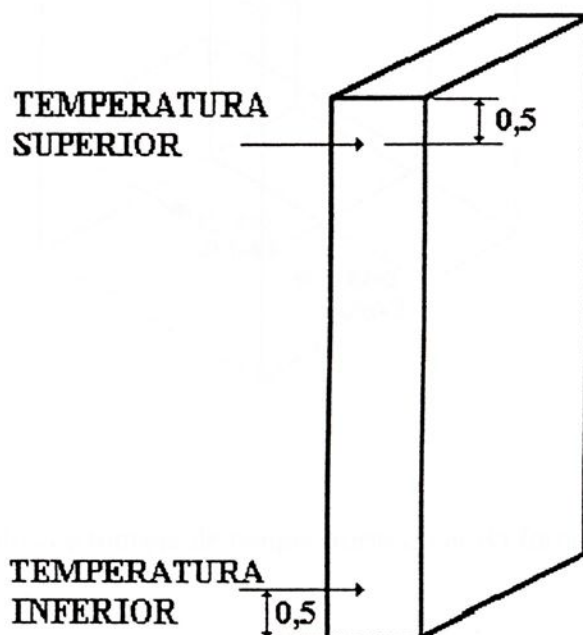


FIGURA 3.4 - Pontos de tomada de temperaturas na placa (genérico).

As temperaturas do ar no forno são monitoradas durante o processo de aquecimento das placas também por meio de termopares calibrados, tomando-se por base duas zonas imaginárias e distintas de aquecimento, no topo e no fundo do forno conforme Figura 3.5.

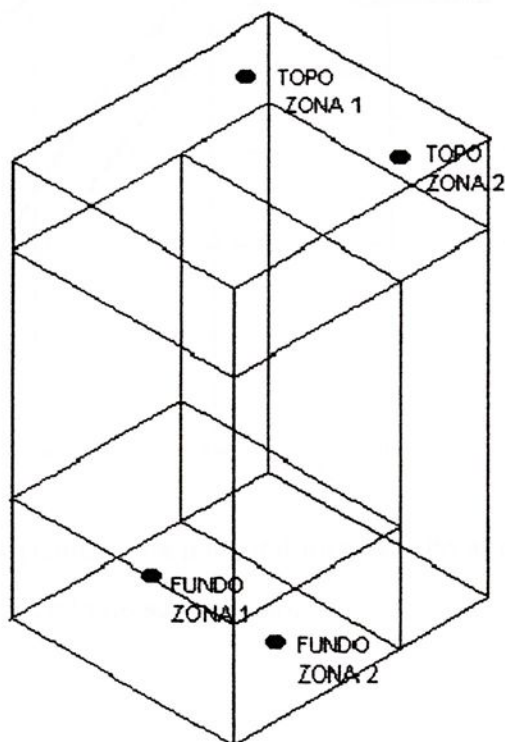


FIGURA 3.5 - Pontos de tomada de temperaturas do ar do forno

Na Figura 3.6 são apresentados os resultados experimentais do comportamento da temperatura média do ar, considerando a zona 1 e 2, para a parte superior (topo) e inferior do forno (fundo), bem como a temperatura da placa com o maior tempo de aquecimento (placa de referência) durante o processo.

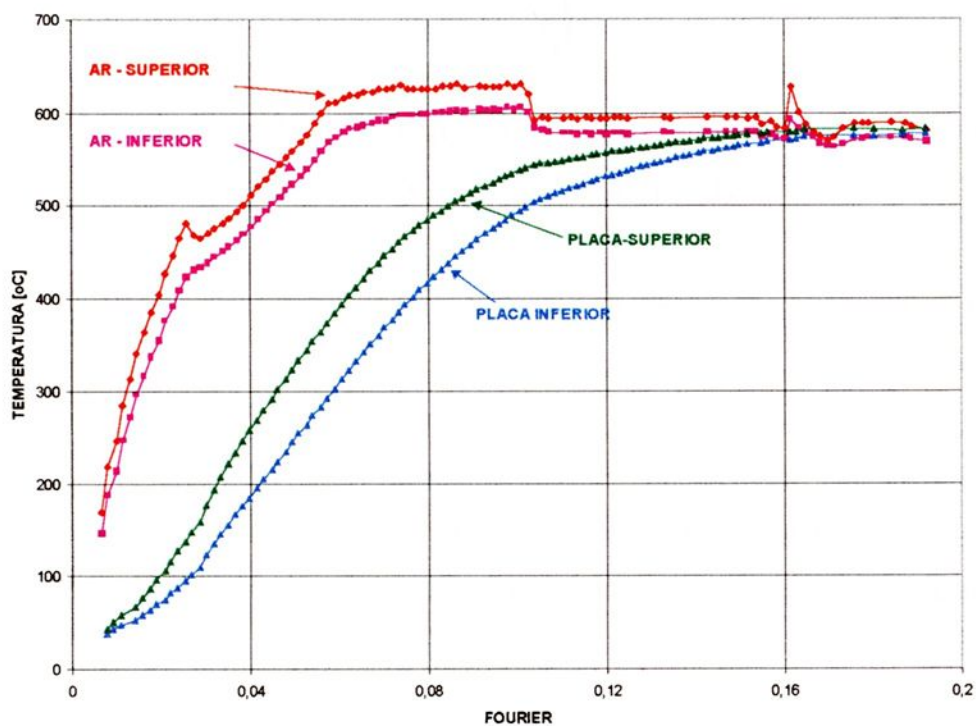


FIGURA 3.6 - Comportamento da temperatura média do ar e da temperatura da placa de referência durante o ciclo de aquecimento.

CAPÍTULO 4

DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE PELÍCULA E INFLUÊNCIA DA RADIAÇÃO NO AQUECIMENTO

4.1 - Coeficiente de Película para Processo de Aquecimento por Resistências Elétricas

Para o cálculo do coeficiente de película no processo de aquecimento por ar, tomou-se por base os dados atuais de operação da unidade industrial da ALCAN, operando com fornos elétricos. A vazão de ar circulante é de $730 \times 10^3 \text{ Nm}^3/\text{h}$ (dois ventiladores por forno, cada um fornecendo $365 \times 10^3 \text{ Nm}^3/\text{h}$).

Considera-se no estudo, a condição de Biot $< 0,1$, sendo também, o gradiente de temperatura no interior do material armazenador desconsiderado. Assim, utiliza-se um sistema concentrado para a análise do processo (Arpaci, 1966). Esta consideração, mesmo sendo uma solução simplificada, pode ser considerada, contribuindo para a análise do problema, pois uma solução mais complexa não traria uma contribuição maior, e não é o objetivo deste estudo.

A Figura 4.1 mostra que o número de Biot médio do processo é 0,08731, calculado de acordo com o equacionamento apresentado no Capítulo 2, e atendendo a condição de Arpaci (1966).



$$\frac{e/k}{1/h} = \frac{Re \cdot T(n) \cdot I}{Re \cdot Ext} = \frac{e/\sigma}{1/k_s}$$

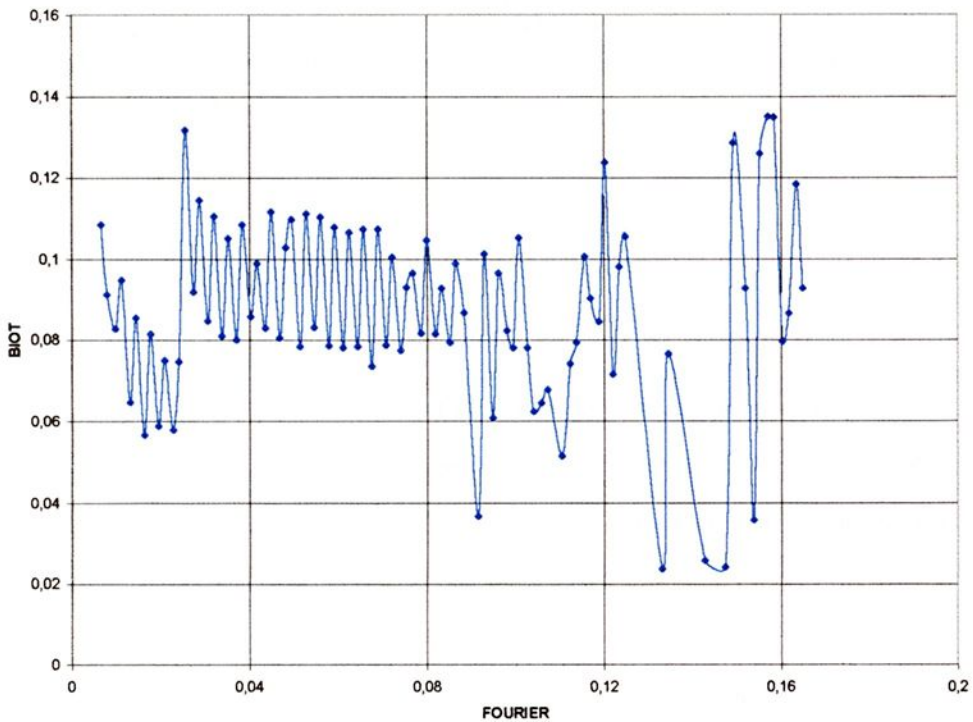


FIGURA 4.1 - Comportamento do número de Biot durante o processo utilizando ar aquecido por energia elétrica.

Considerando o sistema concentrado o fluxo de calor é dado por:

$$q = -h \cdot A(T_{\infty} - T) = C_p \rho V \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad (4.1)$$

Com a condição

$$\theta = 0, T = T_0 \quad (4.2)$$

Integrando, tem-se

$$-\int_0^{\theta} \frac{h \cdot A}{\rho C_p V} \partial \theta = \ln(T_{\infty} - T_m) - \ln(T_{\infty} - T_0) \quad (4.3)$$

Assim, obtém-se a equação para o cálculo do coeficiente de película h :

$$h = \frac{\ln\left(\frac{T_{\infty} - T_m}{T_{\infty} - T_0}\right) \cdot \rho \cdot C_p \cdot V}{A \cdot \theta} \quad (4.4)$$

O carregamento do forno estudado é composto de 13 placas de liga de alumínio tendo cada uma, volume de $2,51 \text{ m}^3$, área de contato com o fluido de $8,25 \text{ m}^2$ e condutibilidade térmica média de 162 W/mK . O valor médio encontrado para o coeficiente de película no processo foi de $48,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Para o número de Biot de acordo com a eq. 2.24, pode ser re-escrito como sendo:

$$Bi = \frac{h \cdot V}{A \cdot K_m} \quad (4.5)$$

Substituindo os valores, tem-se então a relação:

$$Bi = h \cdot 0,00188 \quad (4.6)$$

Em função dos dados experimentais e conhecida a potência elétrica disponível no forno durante o processo, foram traçadas as curvas mostradas nas Figuras 4.2 e 4.3, podendo-se observar o comportamento do carregamento das placas. Do tempo total do processo de aquecimento, 50% é dedicado à homogeneização da temperatura das placas.



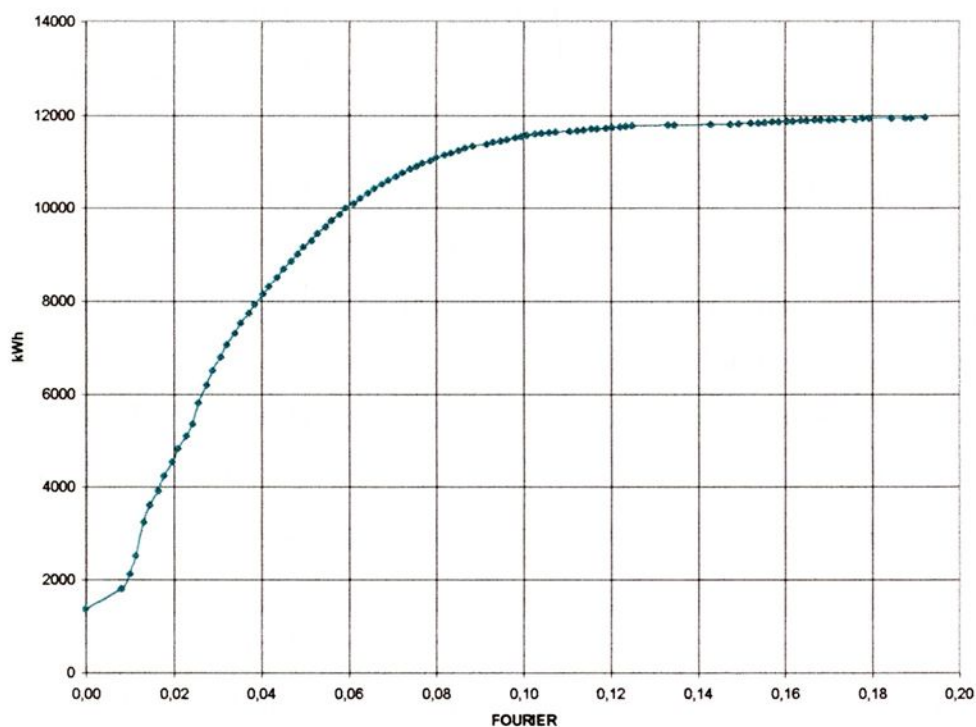


FIGURA 4.2 - Energia acumulada na placa durante o processo.

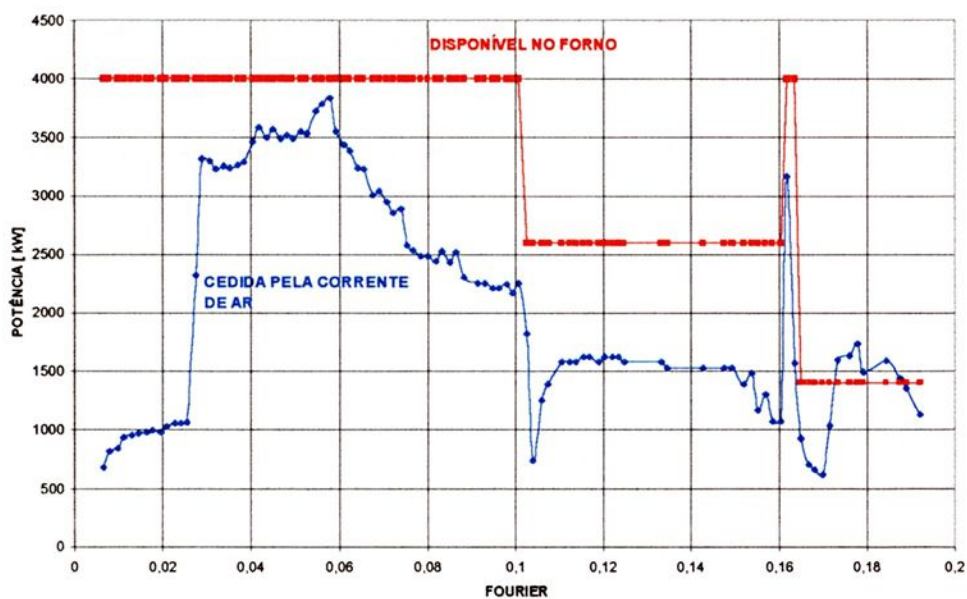


FIGURA 4.3 - Potência x Número de Fourier para o processo de aquecimento de placas por meio de ar aquecido por energia elétrica.

4.2 -Coefficiente de Película para Processo de Aquecimento por Produtos de Combustão de Gás Natural

Para os parâmetros de cálculo teórico do coeficiente de película para a mistura resultante da queima do gás natural, foi efetuado um estudo com o objetivo de aumentar a eficiência do processo. Assim, para termo de comparação de viabilidade, foram utilizadas duas vazões de alimentação de ar (ar de renovação ou de queima) de 5% e 20% da vazão total do gás circulante no forno. As razões de equivalência utilizadas foram de 0,95 e 0,83, que correspondem a 5 e 20 % de excesso de ar, respectivamente, ultrapassando com segurança os requisitos para combustão completa do GNP.

É importante salientar que para essa configuração há inserção de massa no forno, sendo que parte dos gases deverá então ser exaurida no processo.

O valor de 20% foi escolhido com a finalidade de comparar uma situação na qual se tenha uma produção de gases maior com uma situação ideal (5%), com isso, esta comparação daria condição de avaliar a viabilidade do aumento da produção de água gelada através da utilização de máquina de absorção (técnicas de cogeração).

A composição volumétrica do GNP se baseia nos dados fornecidos pela companhia distribuidora na região (COMGÁS, 1997) sendo: CH_4 : 89,35 %; C_2H_6 : 8,03 %; C_3H_8 : 0,78 %; C_4H_{10} : 0,07 %; C_5H_{12} : 0,01 %; CO_2 : 0,48 % e N_2 : 1,28 %. Devido ao seu teor mínimo, o C_5H_{12} foi considerado como C_4H_{10} para efeito de cálculo. A Tabela 4.1 apresenta as principais propriedades físicas do combustível.

Para calcular as propriedades dos produtos de combustão, foi utilizado o programa termoquímico de equilíbrio NASA SP-273 (Gordon e McBride, 1971), considerando a combustão de gás natural para excessos de ar de 5 e 20 %, respectivamente. A composição final dos produtos de combustão nas temperaturas de



processo atual foi obtida conforme Tabela 4.2. Estes parâmetros foram utilizados no cálculo do coeficiente de película.

TABELA 4.1 - Principais propriedades físicas do gás natural (COMGÁS, 1997).

PODER CALORÍFICO SUPERIOR	Kcal / N m ³	10034
PODER CALORÍFICO INFERIOR	Kcal / N m ³	9065
PCS (gás a 20° C e 760 mm de HG)	Kcal / N m ³	9400
PCI (gás a 20° C e 760 mm de HG)	Kcal / N m ³	8447
DENSIDADE RELATIVA (AR=1)		0,611
MASSA MOLECULAR APARENTE	g/mol	17,711
RELAÇÃO GÁS /AR	m ³ / m ³	1/10
VELOCIDADE DE CHAMA (H ₂ - 346 cm.sec)	cm/seg	49,6
LIMITE DE INFLAMABILIDADE SUPERIOR = % GÁS NO AR		14,9
LIMITE DE INFLAMABILIDADE INFERIOR = % GÁS NO AR		4,5
TEMPERATURA TEÓRICA DE CHAMA (GÁS 20°C - AR 20°C)	°C	2149

TABELA 4.2 - Composição do gás resultante da queima do gás natural.

SUBSTÂNCIA	EXCESSO DE AR	
	5 %	20 %
	TEOR NA COMPOSIÇÃO FINAL (%)	
H ₂ O	17,73	15,68
CO ₂ :	9,32	8,24
N ₂ :	71,97	72,79
O ₂ :	0,98	3,29



Com base no modelo de elementos finitos, determinou-se as velocidades do fluido no canais e as propriedades do fluido nas temperaturas desejadas, levando-se em consideração a composição final da mistura após a queima, utilizando a mesma malha de elementos finitos empregada para o caso de ar. Para a determinação da viscosidade da mistura utilizou-se a seguinte equação (Perry e Chilton, 1973):

$$\mu_{\text{mist}} = \frac{\sum x_i \mu_i (m_i)^{0,5}}{\sum x_i (m_i)^{0,5}} \quad (4.7)$$

Utilizando os valores das velocidades para a mistura de gases, obtidas através do código FLOTRAN CFD, e considerando como dimensão característica a distância média entre as placas (0,248 m), determina-se para o processo que o número de Reynolds (Re) variou entre $1,1 \times 10^5$ e $2,51 \times 10^5$. O aquecimento por meio da mistura resultante de queima de GNP nas temperaturas de processo apresenta uma faixa de variação de Prandtl (Pr) entre 0,7 e 0,73.

Baseado no estudo realizado por Kays (1980), que analisa o efeito do espaçamento entre placas sobre o número de Nusselt, e também baseado nas condições impostas na modelagem elaborada, para as faixas de variação de Re e Pr acima mencionadas, foi utilizada a seguinte equação para a determinação no número de Nusselt (Nu):

$$\text{Nu} = e^{0,785837 \ln(\text{Re}) - 3,95976} \quad (4.8)$$



Através da Equação 4.8 obtém-se o número de Nusselt correspondente ao Reynolds referente ao tempo de processo. Assim, substituindo este valor na Equação 4.9 temos o coeficiente de película na temperatura .

$$h = \frac{\text{Nu} \cdot K_{\text{ar}}}{d} \quad (4.9)$$

Para determinação do coeficiente de película médio para todo o processo, considera-se os dados experimentais de temperatura do ar nos tempos de aquecimento, e encontra-se para a mistura um coeficiente de película médio de 51,27 W/m²K e 50,90 W/m²K, para 5 % e 20 % de excesso de ar, respectivamente

4.3 - Contribuição da Radiação dos Gases de Combustão para o Aquecimento de Placas

Para o caso do aquecimento das placas de alumínio por ar, não há o efeito da radiação, pelo fato deste ser composto por moléculas simétricas e não a emitir. Entretanto, quando se tem a presença de CO₂ e H₂O (meios participantes), que são resultantes da queima do gás natural de petróleo, é necessário que se considere a radiação, por essas substâncias absorverem e emitirem radiação quando em altas temperaturas.

O calor líquido transferido por unidade de área entre um gás e uma parede pelo efeito da radiação é dado por (Holman, 1983):

$$\frac{q}{A} = \varepsilon_g (T_g) \sigma T_g^4 - \alpha_g (T_p) \sigma T_p^4 \quad (4.10)$$

onde ε_g é a emissividade do gás, α_g é a absorptividade do gás, T_g é a temperatura do gás, T_p é a temperatura da parede e σ é a constante de Stefan-Boltzmann.



Adotando-se para efeito de estudo que emissividade do gás é igual à sua absorvidade e sendo $\sigma = 5,669\text{E-}8 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Holman, 1983), tem-se:

$$\frac{q}{A} = \varepsilon_g(T_g)\sigma(T_g^4 - T_p^4) \quad (4.11)$$

Para a determinação do calor transferido, é necessário considerar-se o comprimento médio de feixe equivalente para a radiação de todo o volume de gás, que é dado para o caso de volume entre dois planos, por $1,8L$, onde L é a distância entre eles .

Com os teores de CO_2 e H_2O nos gases de combustão para o caso de 5% e 20% de excesso de ar, apresentados na Tabela 4.2, e adotando-se o procedimento pode-se determinar a emissividade do gás e, em seguida, o calor transferido.

As Figuras 4.4 e 4.5 apresentam o fluxo de calor na placa de alumínio para os casos de 5% e 20% de excesso de ar, respectivamente, onde a contribuição da radiação é dada pela Equação (4.11), acima, e a da convecção dada pela Equação (4.1).



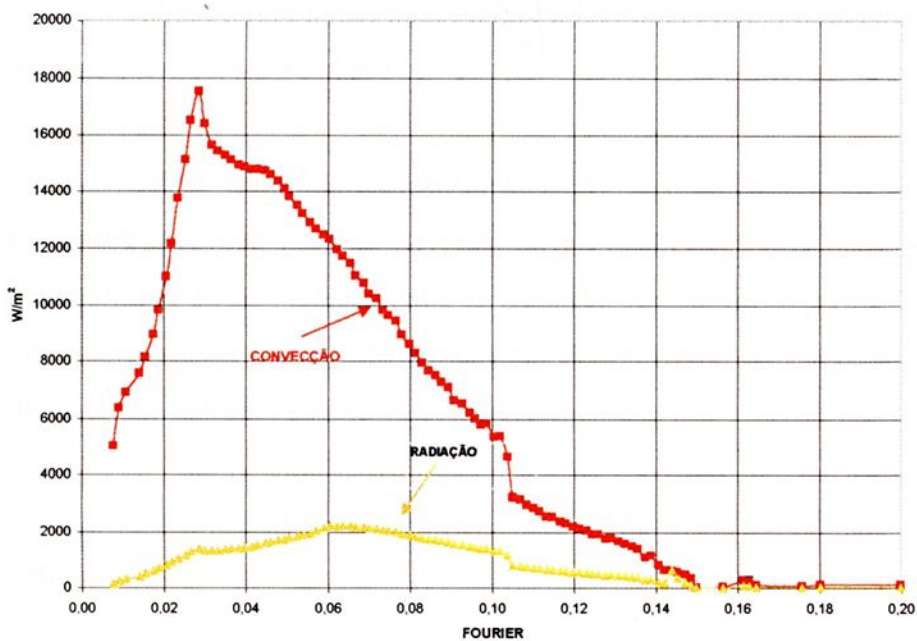


FIGURA 4.4 - Absorção de calor pela placa de alumínio para o caso de 5% de excesso de ar.

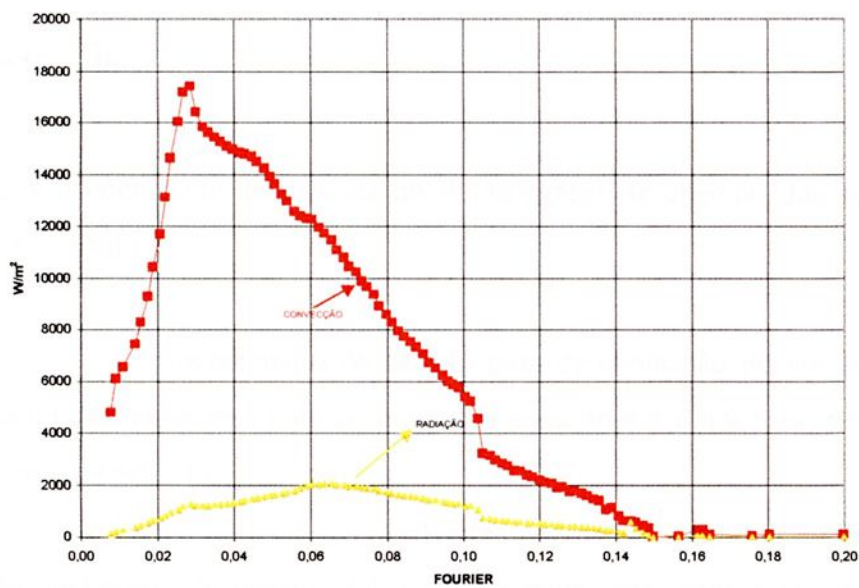


FIGURA 4.5 - Absorção de calor pela placa de alumínio para o caso de 20% de excesso de ar

Tendo como referência a Figura 4.4 e 4.5, pode-se definir o fluxo de calor devido à convecção e a radiação.

Para efeito de adimensionalização da temperatura na parede do material, considera-se que o efeito da radiação no aquecimento da placa pode ser quantificado através de uma relação entre as equações determinadas para a radiação e convecção nos casos de 5% e 20% de excesso de ar. Define-se a relação entre os fluxos de calor por radiação e convecção pelo coeficiente:

$$C_{RAD} = \frac{q_{RAD}}{q_{CONV}} \quad (4.12)$$

Então, pode-se tomar um coeficiente de película equivalente, considerando a radiação, de tal maneira que

$$h_{eq} = (1 + C_{RAD})h_{conv} \quad (4.13)$$

onde h_{conv} é o coeficiente de película do fluido (gases de queima) que se encontra circulando no forno.

O procedimento de cálculo para determinação do comportamento das placas quando aquecidas com ar, utilizou a equação 4.8 e 4.9 para determinação do coeficiente de película.

Para o caso do gás resultante da queima do GNP, a maneira para o cálculo do coeficiente de película foi a mesma empregada para o ar, entretanto a componente referente a radiação foi incorporada conforme a Equação 4.13, obtendo assim, um coeficiente de película equivalente para o estudo. E assim, obtidos os valores apresentados para o coeficiente de película do ar e das duas composições de misturas (5% e 20%), emprega-se então o modelo de elementos finitos montado para



a análise do comportamento da temperatura na placa para os casos com combustão de gás natural, conforme se apresenta no próximo capítulo.



CAPÍTULO 5

ANÁLISE DE RESULTADOS

Considerando, para a convecção, os modelos desenvolvidos para as análises do comportamento térmico do material e do fluido, empregando as malhas de elementos finitos preparadas, apresenta-se a seguir os resultados encontrados. Da mesma maneira como efetuado por Watson et. al. (1996), inicialmente são apresentados os resultados obtidos para a análise do escoamento do fluido pelos canais formados pelas placas no interior do forno, já que com estes, conforme explicitado por Shimidt e Willmott (1981) e Ryu et. al. (1991), é possível obter os resultados do comportamento térmico do sistema armazenador.

Na Tabela 5.1 são apresentadas as velocidades médias de escoamento de fluido nos canais formados pelas placas de alumínio no interior do forno.

Visando melhorar a compreensão de como foram obtidas as velocidades, nas Figuras 5.1 e 5.2 são apresentadas visualizações do deslocamento do ar no interior do forno na temperatura de 200 °C e 400 °C, respectivamente, onde é possível analisar como se comporta a velocidade do fluido nas diferentes temperaturas de processo.

Para o comportamento da temperatura na placa, os resultados são apresentados em dois grupos, nos quais foram consideradas formas diferenciadas de aquecimento, um sendo de fluxo variável, Figura 5.3, visando aferir os resultados do modelo com os obtidos experimentalmente, e outro de fluxo constante com distribuição não uniforme de calor, Figura 5.4, conforme considerado inicialmente na modelagem do estudo.



TABELA 5.1 - Comportamento da velocidade média nos canais formados pelas placas no interior do forno

TEMPERATURA [° C]	VELOCIDADE MÉDIA AR [m/s]	VELOCIDADE MÉDIA GASES (5%) [m/s]	VELOCIDADE MÉDIA GASES (20%) [m/s]
100	21,43	21,43	21,76
150	21,43	21,43	21,44
200	21,42	21,42	21,42
250	21,41	21,39	21,39
300	21,38	21,37	21,37
350	21,36	21,37	21,38
400	29,90	32,11	29,90
450	42,92	42,89	42,89
500	42,84	42,85	42,83
550	42,80	42,90	42,83
600	42,82	42,80	42,82
620	42,81	42,81	42,86



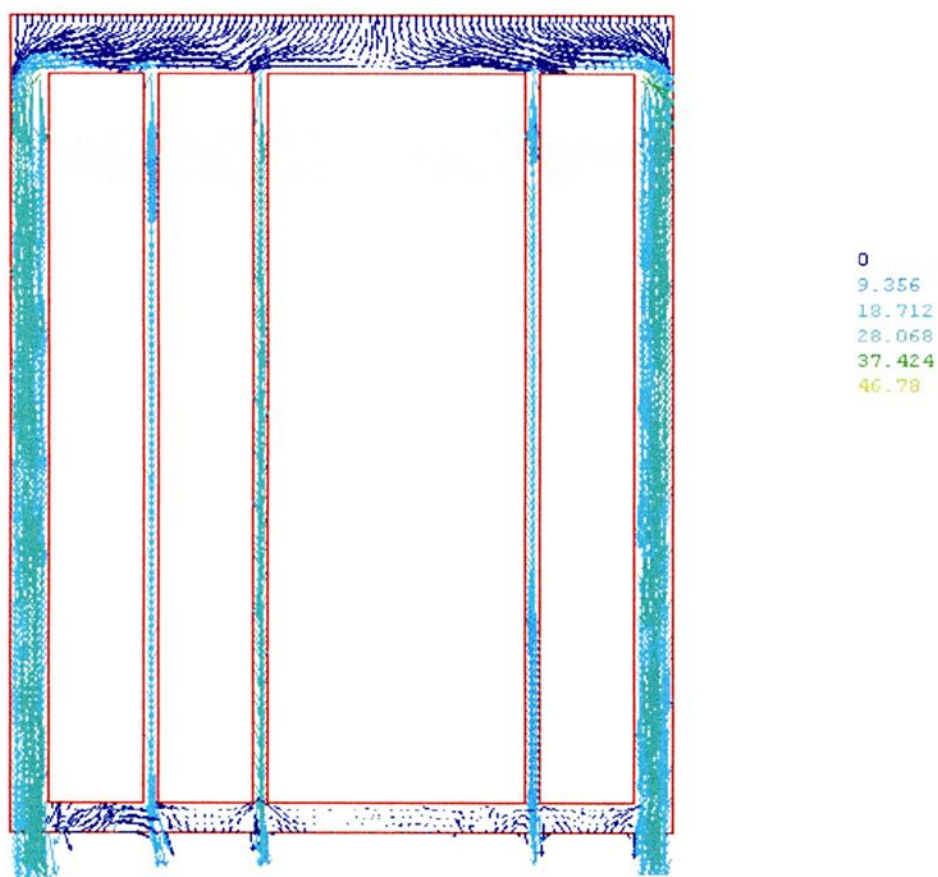


FIGURA 5.1 - Visualização do deslocamento do ar no interior do forno na temperatura de 200 °C (velocidade em m/s).

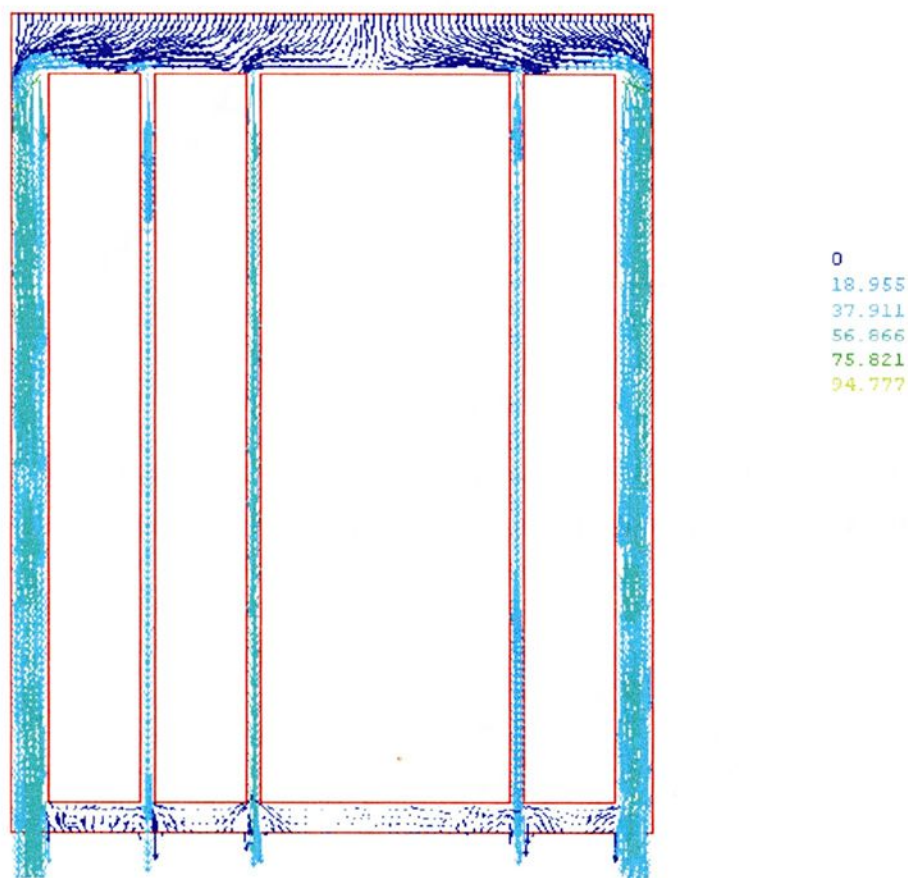


FIGURA 5.2 - Visualização do deslocamento do ar no interior do forno na temperatura de 400 °C (velocidade em m/s).

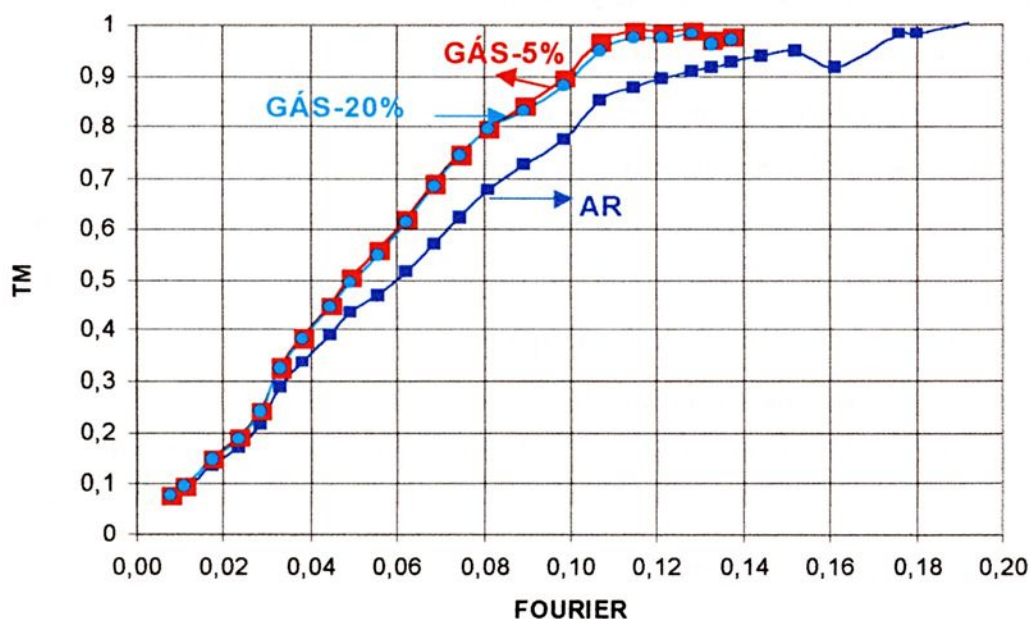


FIGURA 5.3 - Variação da temperatura na placa de alumínio com fluxo de calor variável, para os fluidos ar e mistura de gás de queima de GNP com 5% e 20% de excesso de ar.

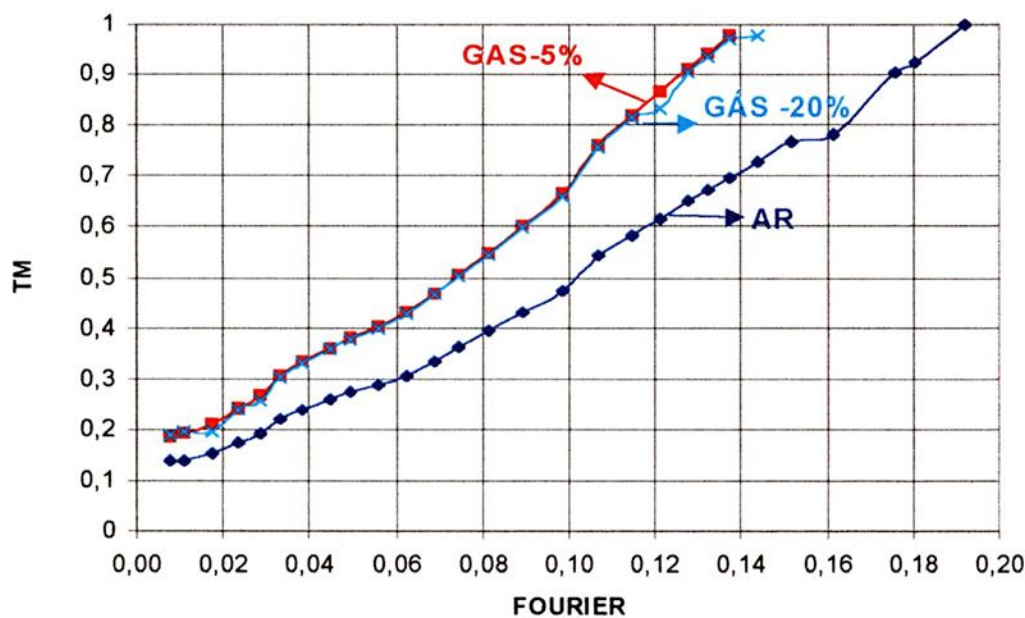


FIGURA 5.4- Variação da temperatura na placa de alumínio com fluxo de calor constante com distribuição não uniforme, para os fluidos ar e mistura de gás de queima de GNP com 5% e com 20% de excesso de ar.

Como apresentado por Wakitani (1997), as linhas de aquecimento variam com o tempo. Neste sentido, apresenta-se o comportamento das linhas de temperatura no final do processo, nos casos de aquecimento com eletricidade (ar aquecido), gases resultantes da queima do gás natural com 5% de excesso de ar e gases resultante da queima do gás natural com 20% de excesso de ar, nas Figuras 5.5, 5.6 e 5.7, respectivamente.

Nota-se que o tempo para atingir a distribuição de temperatura desejada se reduz. Sendo para o ar aquecido o tempo necessário de 72000 s, para 5% de excesso de ar o tempo passa a ser de 51540 s e para 20% de excesso de ar o tempo é de 52000 s.

A mudança do fluido ar para gases provenientes da queima de GNP resultou em uma redução estimada, no tempo total do ciclo de aquecimento, de 27,8% para o caso de 20% de excesso de ar e de 28,4 % para o caso de 5% de excesso de ar.

Os demais comportamentos das linhas de aquecimento em tempos de processo considerados importantes são as correspondentes ao início do ciclo (2940 s), homogeneização da temperatura de banho (37020 s, ar), e final do ciclo de aquecimento. Apresenta em anexo as figuras para os casos estudados.



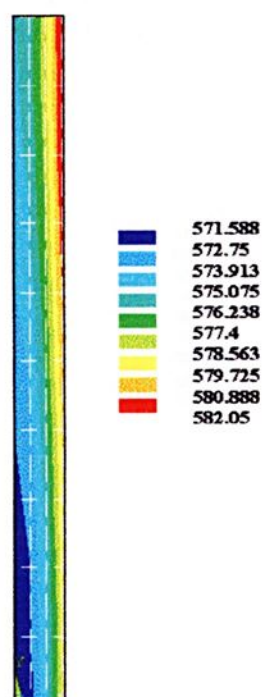


FIGURA 5.5 - Visualização do aquecimento da placa de alumínio (fluido: ar, tempo de aquecimento: 72000 s, temperatura em °C).

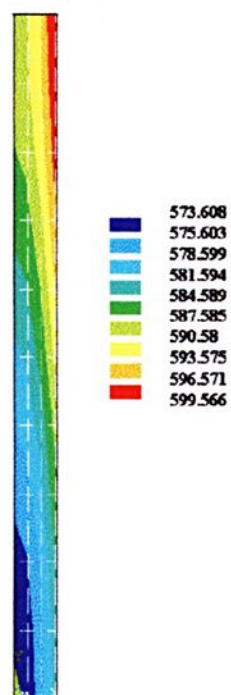


FIGURA 5.6 - Visualização do aquecimento da placa de alumínio (fluido: produtos de combustão de gás natural com 5% de excesso de ar, tempo de aquecimento: 51540 s, temperatura em °C).

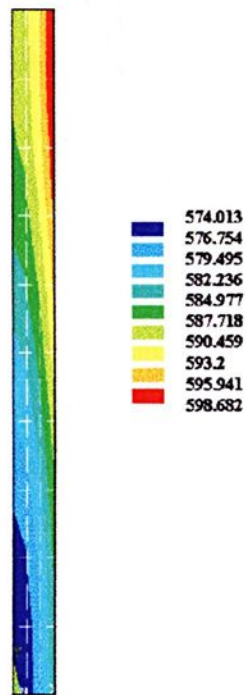


FIGURA 5.7 - Visualização do aquecimento da placa de alumínio (fluido: produtos de combustão de gás natural com 20% de excesso de ar, tempo de aquecimento: 52000 s, temperatura em °C).

CAPÍTULO 6

CONVERSÃO DOS FORNOS PARA OPERAÇÃO COM GÁS NATURAL

6.1 – Alternativas de Projeto para Recuperação do Calor Residual

Visando considerar as melhores opções de configuração de processo de modo a otimizar os recursos a serem empregados, busca-se nesta etapa incorporar os princípios de recuperação de calor residual e de cogeração, apresentados por Petreca (1993), Amundsen (1990) e Hu (1986), avaliando os procedimentos a serem efetuados para as possibilidades técnicas e uma comparação em termos de viabilidade econômica.

Resultados importantes referentes ao reaproveitamento de energia aplicados por Kostrzewa (1992) e Taki (1991), são também considerados, bem como a comparação das vantagens do reaproveitamento de energia, realizada por Kehlhofer (1987) e Radanne (1990), tendo em vista o aumento da eficiência em processos.

Assim, na análise de viabilidade econômica da conversão dos fornos elétricos para operação com gás natural, foram estudadas diferentes configurações, visando reaproveitar o calor residual dos gases de exaustão, sendo estas:

1-Aquecimento do ar de entrada instalando-se um trocador de calor regenerativo.

2-Cogeração empregando motor de combustão interna ou turbina a gás.



Como os gases de exaustão do forno que são obrigatoriamente liberados para atmosfera possuem alta temperatura, e, entretanto, não podem ser liberados diretamente segundo normas ambientais (CETESB, 1995), é de interesse o aproveitamento desta energia residual para o aquecimento do ar antes do queimador, visando com isso uma redução do consumo de gás natural. Neste sentido, tem-se o emprego do esquema apresentado na Figura 6.1.

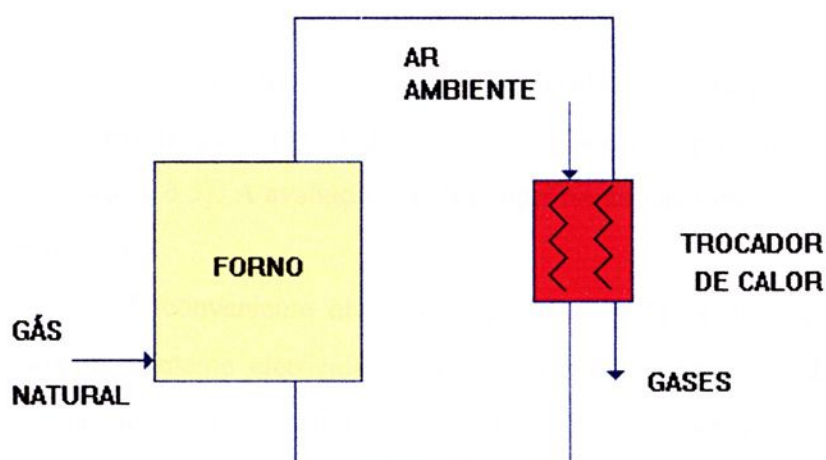


FIGURA 6.1 - Esquema para pré-aquecimento do ar de entrada através do uso do calor residual dos gases de exaustão do forno em um trocador de calor regenerativo.

Quanto à cogeração, suas técnicas buscam gerar o maior número de subprodutos com a queima de gás natural, conforme estudos realizados por Hajji (1991), que simula a performance de sistemas de absorção associados a plantas de cogeração. Ally (1991) analisa a performance do emprego de sistema de absorção nos processos de reaproveitamento de energia e Bhargava (1992) ressalva em seu estudo a performance de componentes em um sistema de cogeração, da mesma maneira que

Pak (1990) e Hashen (1991). Neste trabalho, o objetivo do emprego da cogeração é gerar energia elétrica, água gelada, e aquecer o ar de combustão do forno de preparação de placas.

Para este caso, visando reduzir o consumo de gás natural e aumentar a eficiência do processo, foram consideradas duas vazões de alimentação de ar (ar de renovação ou de queima), de 5% e de 20% da vazão total do gás circulante no forno. A intenção da análise de desempenho do processo com diferentes vazões é a comparação de viabilidade de uma maior produção de água gelada, conforme será discutido adiante.

Duas configurações foram analisadas; uma empregando motor de combustão interna (esquema na Figura 6.2), e a outra empregando turbina a gás (esquema na Figura 6.3). A avaliação da desempenho de cada esquema será efetuada nos itens 6.6 e 6.7.

É conveniente observar que nos dois casos de cogeração visa-se produzir simultaneamente eletricidade, ar pré-aquecido e água gelada. Sobre este ponto de vista, aumenta-se a eficiência global do sistema, devendo-se efetuar uma análise de viabilidade econômica incorporando os diversos fatores técnicos e econômicos envolvidos.

A própria conversão de um forno reduz a demanda de energia da ALCAN em 4000 kW, sendo possível ainda uma economia associada a produção de frio (chiller elétrico) que demanda cerca de 837 kW. Há de se considerar ainda que a produção de eletricidade nos casos de cogeração pode implicar também, em um ganho efetivo com relação aos gastos de eletricidade da ALCAN.



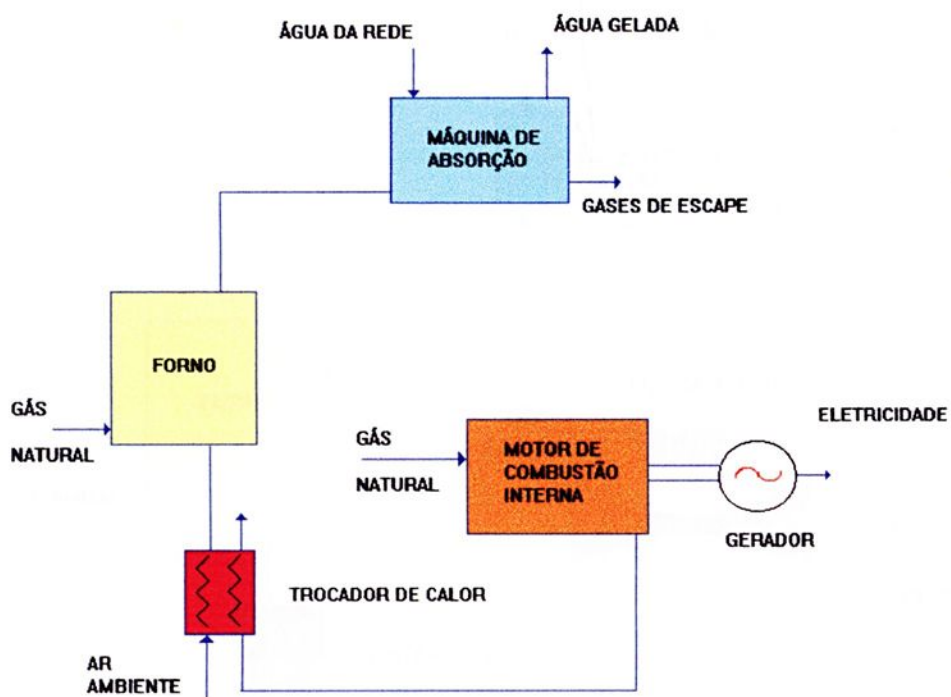


FIGURA 6.2 - Esquema de cogeração aproveitando os gases de saída de motor de combustão interna para pré-aquecer o ar de entrada do forno e ainda aproveitando os gases de exaustão do forno para geração de água gelada.

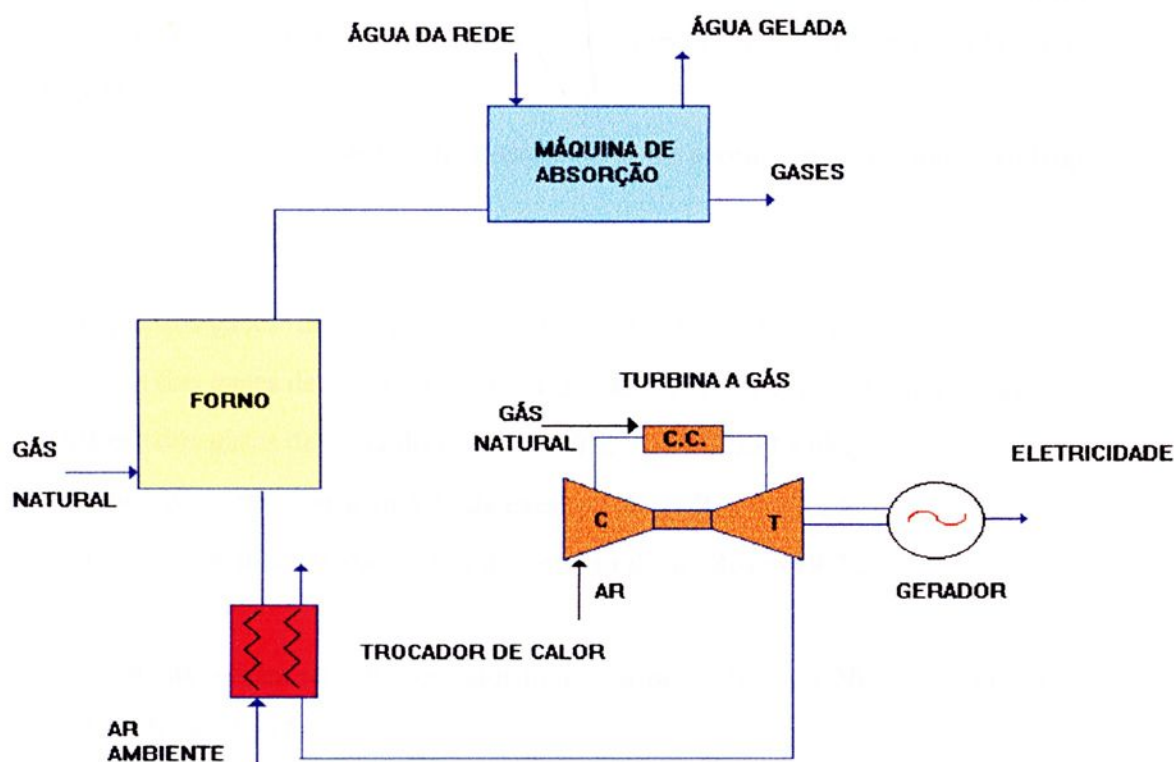


FIGURA 6.3 - Esquema de cogeração aproveitando os gases de saída da turbina a gás para pré-aquecer o ar de entrada do forno e ainda aproveitando os gases de exaustão do forno para geração de água gelada.

6.2 - Consumo de Gás Natural e Vazão dos Gases de Exaustão do Forno

Os procedimentos de cálculos empregados para determinação do consumo do gás natural de petróleo (GNP) e da vazão de gases de exaustão que serão utilizados posteriormente são apresentados a seguir.

Considera-se dois casos para análise do consumo do queimador do forno, sendo com 5 % e 20 % de excesso de ar. O teor do excesso de ar foi

considerado na análise do emprego de um trocador de calor regenerativo conforme apresentado nas Figuras 6.1 a 6.3, para pré-aquecimento do ar de entrada para a combustão.

Na análise foram considerados, de acordo com Gordon e McBride (1971):

- entalpia dos gases de entrada a 25°C: $h_e = 3,1011 \text{ kJ/kg}$,
- entalpia dos gases de saída do trocador de calor (150 °C): $h_e = 2,3809 \text{ kJ/kg}$,
- entalpia dos gases de saída do forno a 570°C: $h_s = 2,2238 \text{ kJ/kg}$,
- relação combustível/ar para 5 % de excesso de ar: $R_{c/A} = 17,24$,
- relação combustível/ar para 20 % de excesso de ar: $R_{c/A} = 19,76$.

Adicionalmente, utiliza-se o poder calorífico inferior (PCI) do GNP como 44.659,12 kJ/kg (COMGÁS,1997).

Para o cálculo do rendimento do sistema η_{SISTEMA} , tem-se:

$$\eta_{\text{SISTEMA}} = \frac{\left(\frac{\text{PCI}}{1 + R_{c/A}} \right) - (h_e - h_s)}{\frac{\text{PCI}}{1 + R_{c/A}}} \quad (6.1)$$

Para o consumo de GNP e a vazão de ar, tem-se:

$$V_{\text{GNP}} = \frac{\text{PCI} \times 3600}{\eta_{\text{SISTEMA}} \times 4000} \text{ (kg/h)}, \quad (6.2)$$

onde, 4000 é a potência do forno.

$$V_{\text{GASES}} = (R_{c/A} + 1)V_{\text{GNP}} \quad (6.3)$$



Os resultados obtidos para o consumo de gás natural, para os casos considerados, estão apresentados na Tabela 6.1,

TABELA 6.1 - Consumo de GNP no queimador e vazão total de gases inseridos no interior do forno.

EXCESSO DE AR	CONSUMO DE GNP		VAZÃO TOTAL DE GASES (AR+COMBUSTÍVEL)	
	V_{GNP} (kg /h)		V_{GASES} (kg /h)	
	SEM PRÉ- AQUECIMENTO	COM PRÉ- AQUECIMENTO	SEM PRÉ AQUECIMENTO	COM PRÉ- AQUECIMENTO
5%	634,5	481,18	11573,3	8776,42
20%	665,6	483,77	20473,9	10043,06

6.3 – Análise Econômica

Na análise econômica será calculado o custo dos equipamentos que deverão compor os esquemas à serem estudados.

Custo do Trocador de Calor

Uma condição importante considerada no cálculo é que o trocador de calor fosse utilizado, também no caso da parada para manutenção do motor de combustão interna ou turbina, sem prejudicar o processo produtivo. Com isso haveria a necessidade de uma ligação alternativa dos gases de escape do forno para a entrada do trocador de calor.



No cálculo foram considerados os resultados apresentados na Tabela 6.1, sendo ainda necessários os seguintes dados (Gordon and McBride, 1971):

- calor específico dos gases na saída do trocador a 150 °C para 5 % de excesso de ar: $C_{pe} = 1,1307 \text{ kJ/kg K}$,
- calor específico dos gases na entrada do trocador a 570 °C para 5 % de excesso de ar: $C_{pe} = 1,259 \text{ kJ/kg K}$,
- calor específico dos gases na saída do trocador a 150 °C para 20 % de excesso de ar: $C_{pe} = 1,1177 \text{ kJ/kg K}$,
- calor específico dos gases na entrada do trocador a 570 °C para 20 % de excesso de ar: $C_{pe} = 1,2419 \text{ kJ/kg K}$.

Foram, ainda, adotados os seguintes parâmetros para o trocador de calor, conforme Silveira (1994):

- rendimento: $\eta_{\text{TROC}} = 80 \%$
- custo: 60 US\$ / kW

O fluxo de calor recebido pelo ar é determinado pela equação seguinte:

$$Q = V_{\text{GASES}} \times C_p \times \Delta t \times \frac{\eta_{\text{TROC}}}{100} \quad (6.4)$$

Assim, tem-se, na Tabela 6.2, os custos referentes ao trocador de calor para os casos considerados.

TABELA 6.2 - Custo do trocador de calor.

EXCESSO DE AR	FLUXO DE CALOR [kW]	CUSTO DO TROCADOR [US\$]
5%	973,4	58.400,00
20%	1099,8	65.988,00



Custo da Máquina de Absorção

O custo da máquina de absorção também depende do excesso de ar considerado. Além dos calores específicos listados no item anterior, no cálculo foram considerados os seguintes parâmetros, Silveira (1994):

- coeficiente de performance do sistema de absorção: $COP = 0,65$,
- custo da máquina de absorção = 200 [US\$/ kW].

A temperatura dos gases após passagem pela máquina de absorção foi considerada como sendo 150 °C. Desta maneira, a potência frigorífica é calculada como:

$$P_f = \frac{V_{GASES}}{3600} \times C_p \times [T_e - T_s] \times COP. \tag{6.5}$$

Assim tem-se, na Tabela 6.3, os custos referentes à máquina de absorção para os casos considerados.

TABELA 6.3 - Custo da máquina de absorção

EXCESSO DE AR	POTÊNCIA FRIGORÍFICA [kW]	CUSTO DA MÁQUINA DE ABSORÇÃO [US\$]
5%	837,92	167584,00
20%	1455,12	291024,00



6.4 - Estudo de Caso: Trocador de Calor Regenerativo

A análise da viabilidade do reaproveitamento dos gases de exaustão do forno para pré-aquecimento da mistura do queimador baseando-se no esquema apresentado na Figura 6.1, considera a condição de 5 % de excesso de ar na queima do combustível, por ser esta a que possui um menor consumo de GNP, conforme resultados apresentados anteriormente.

O custo de investimento para reforma e adaptação do forno para gás natural é orçado em US\$ 300.000,00 (ALCAN, 1997). Para fim de comparação, as taxas de juros anuais foram adotadas como 4%, 8%, 12%, 16% e 20%.

Para o custo do aquecimento com gás, tem-se

$$C_{\text{AQUEC-GAS}} = \frac{\text{Inv}_{\text{GAS}} \times f}{Q_{\text{AQUECIMENTO}} \times H} + \frac{C_{\text{COMB}} \times E_{\text{COMB}}}{Q_{\text{AQUECIMENTO}}} + \frac{C_{\text{ENERGIA}} \times P_{\text{VENT}}}{Q_{\text{AQUECIMENTO}}} + C_{\text{MAN-GAS}} \quad (6.6)$$

onde E_{COMB} é igual ao produto do consumo de combustível no queimador e do PCI do combustível, e f é o fator de anuidade, dado por:

$$f = \frac{q^K(q-1)}{q^K - 1} \quad (6.7)$$

com

$$q = 1 + \frac{r}{100} \quad (6.8)$$



Empregando as equações 6.6 à 6.8, obtem-se o custo do kW.h de aquecimento com gás natural, o qual é apresentado, juntamente com o custo do aquecimento via eletricidade, na Figura 6.4.

Foram considerados no cálculo :

- $H = 1940 \text{ h /ano}$ (ALCAN, 1997),
- $C_{\text{COMB}} = \text{US\$ } 0,01127/\text{kWh}$ (Silveira, 1994),
- $C_{\text{ENERGIA}} = \text{US\$ } 0,0438 \text{ US\$/kWh}$ (Silveira, 1994),
- $P_{\text{VENT}} = 223,8 \text{ kW}$ (ALCAN, 1985),
- $C_{\text{MAN-GAS}} = \text{US\$ } 0,009/\text{kWh}$ (Silveira, 1994),

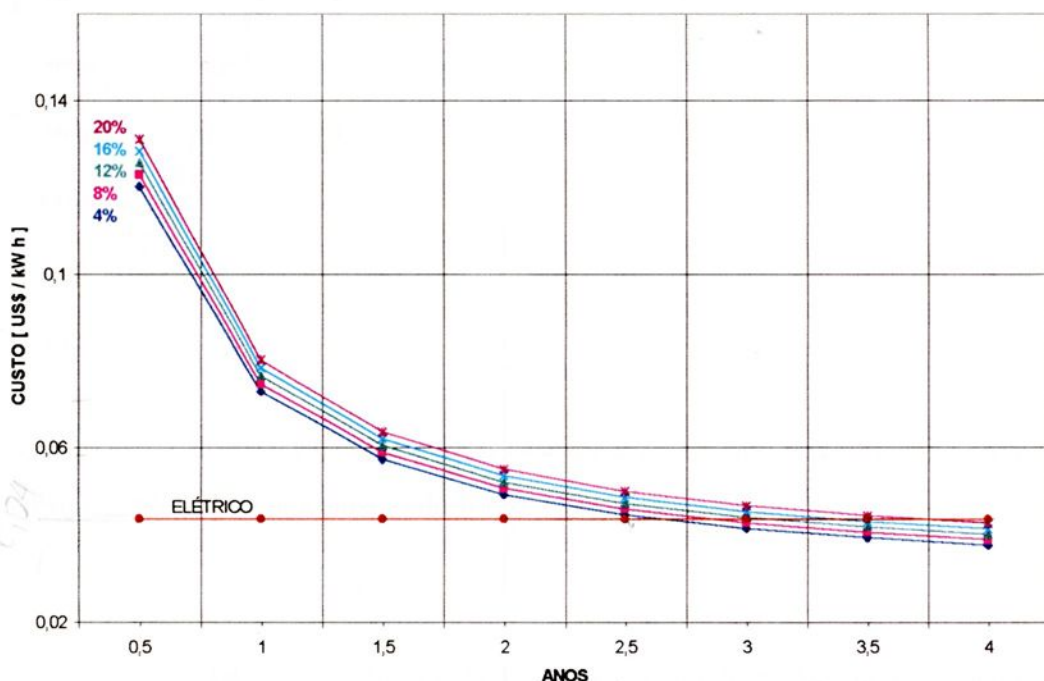


FIGURA 6.4 - Custo do aquecimento das placas de alumínio reaquecendo o gás de exaustão do forno.

Para a determinação da receita ou economia anual esperada utiliza-se a equação:

$$R = (C_{\text{ENERGIA}} - C_{\text{AQUEC-GAS}}) \times H \times Q_{\text{AQUECIMENTO}} \quad (6.9)$$

Os resultados obtidos para a receita esperada são apresentados na Figura 6.5.

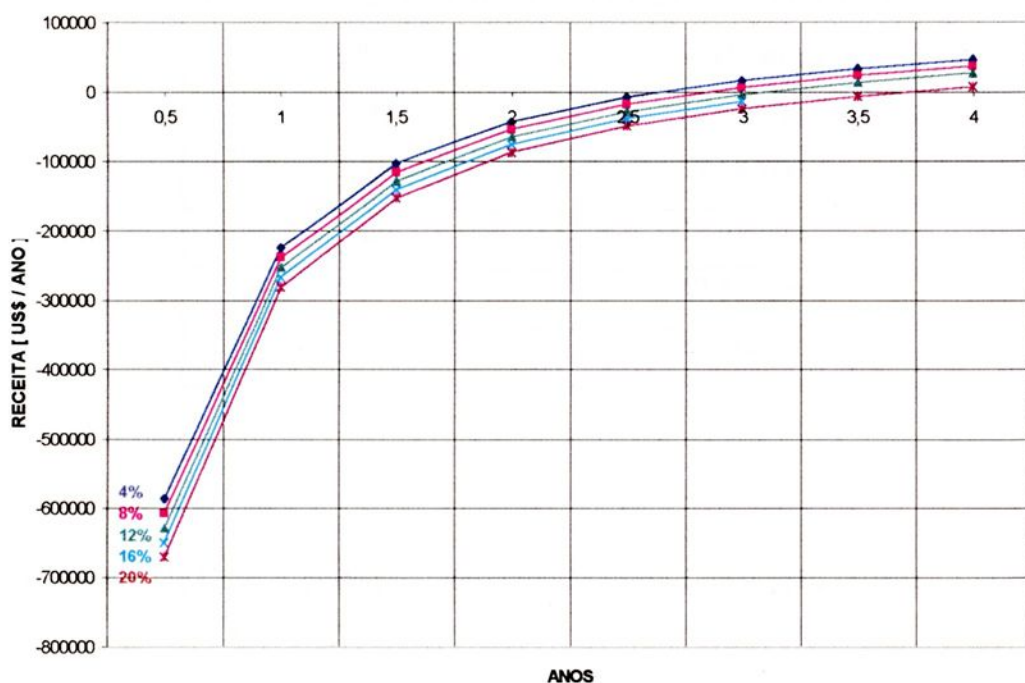


FIGURA 6.5 - Receita esperada para o caso de aquecimento das placas de alumínio reaproveitando o gás de exaustão do forno, para diversas taxas de juros anuais.

Observa-se que existe viabilidade econômica da conversão para gás natural. Para uma taxa anual de juros de 4%, o período de amortização do capital é de cerca de 2,6 anos, sendo que para uma taxa anual de 20% este valor se fixa em torno de 3,5 anos. A Tabela 6.4 apresenta a receita esperada considerando 4 anos de tempo de amortização (pay-back).

TABELA 6.4 - Receita esperada para o caso do aquecimento das placas de alumínio reaproveitando o gás de exaustão do forno ($k=4$ anos).

TAXA DE JURO ANUAL [%]	RECEITA ESPERADA [US\$/ ano]
4	46.555,00
8	37.180,00
12	27.492,00
16	17.510,00
20	7.254,00

6.5 - Estudo de Caso: Cogeração Utilizando Motor a Combustão Interna

Tomado por base a configuração apresentada na Figura 6.2, que utiliza um motor de combustão interna para o pré-aquecimento do ar de queima e a máquina de absorção para geração de água gelada. Também consideram-se duas condições, sendo a primeira com 5 % de excesso de ar e a segunda com 20 % de excesso de ar. Para isto definiu-se a curva de necessidades de energia destinada ao aquecimento do ar de entrada.

Nas Figuras 6.6 e 6.7 são apresentadas as curvas de seleção de motores de combustão interna comercialmente disponíveis relacionados na Tabela 6.5, os quais atendem as necessidades do processo.



O procedimento de cálculo e as equações utilizadas no estudo apresentados a seguir foram empregados no caso de uso de motor a combustão interna e turbina a gás, caso avaliado no próximo item.

TABELA 6.5 - Modelos de motores a combustão interna selecionados para a aplicação de cogeração de energia e aquecimento do ar de queima (Fairbanks, 1994; Wartsila, 1995).

Fabricante		modelo	potência eixo [kW]	consumo de GNP [Nm³/ h]	temp. de saída [°C]	fluxo de gases [kg / s]
FAIRBANKS TURBOCHARGED DUAL FUEL	1	23 TDD8 - 1/8 900 RPM - 9 CIL	2.370	591,2	315	6,2
	2	23 TDD8 - 1/8 900 RPM - 12 CIL	3.165	785	315	8,27
FAIRBANKS TURBOCHARGED SPARK IGNITED	3	38 ETDS8-1/8 900 RPM - 8 CIL	1.720	469	337	4,17
	4	38 ETDS8-1/8 900 RPM - 10 CIL	2.150	568	337	5,21
	5	38 ETDS8-1/8 900 RPM - 12 CIL	2.585	704,9	337	6,25
WARTSILA	6	16V 25 SG 900 RPM	2.635	649	480-520	5,05
	7	12V 25 SG 900 RPM	1.980	487	480-520	3,8



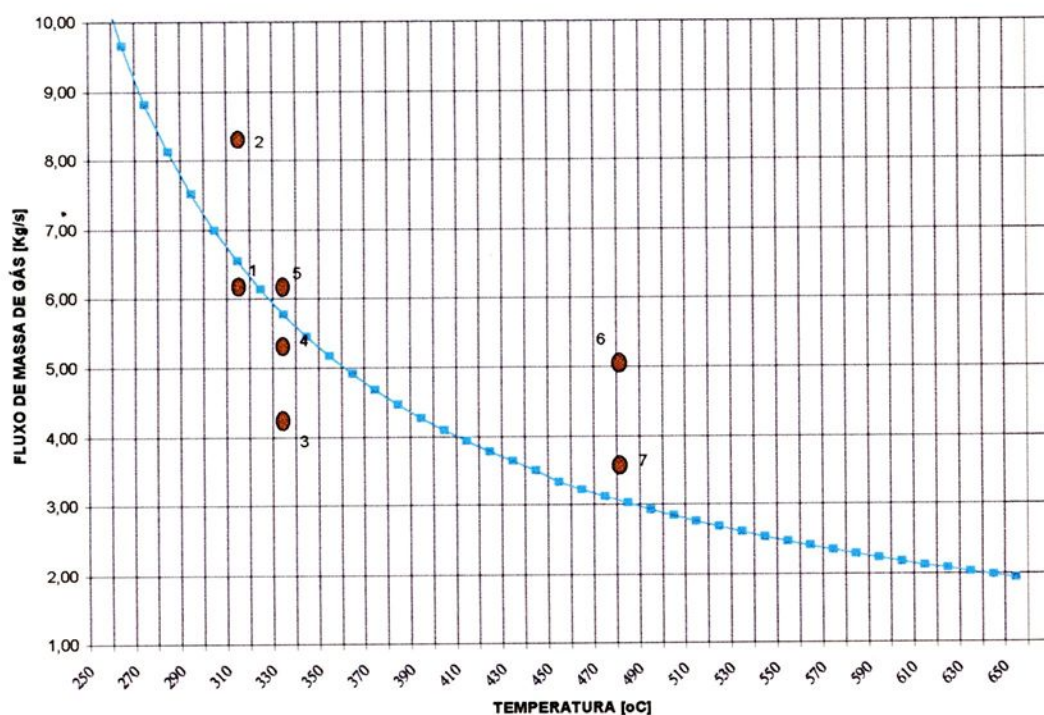


FIGURA 6.6 – Variação da vazão mássica de gases com temperatura na saída do motor, caso 5 % de excesso de ar.

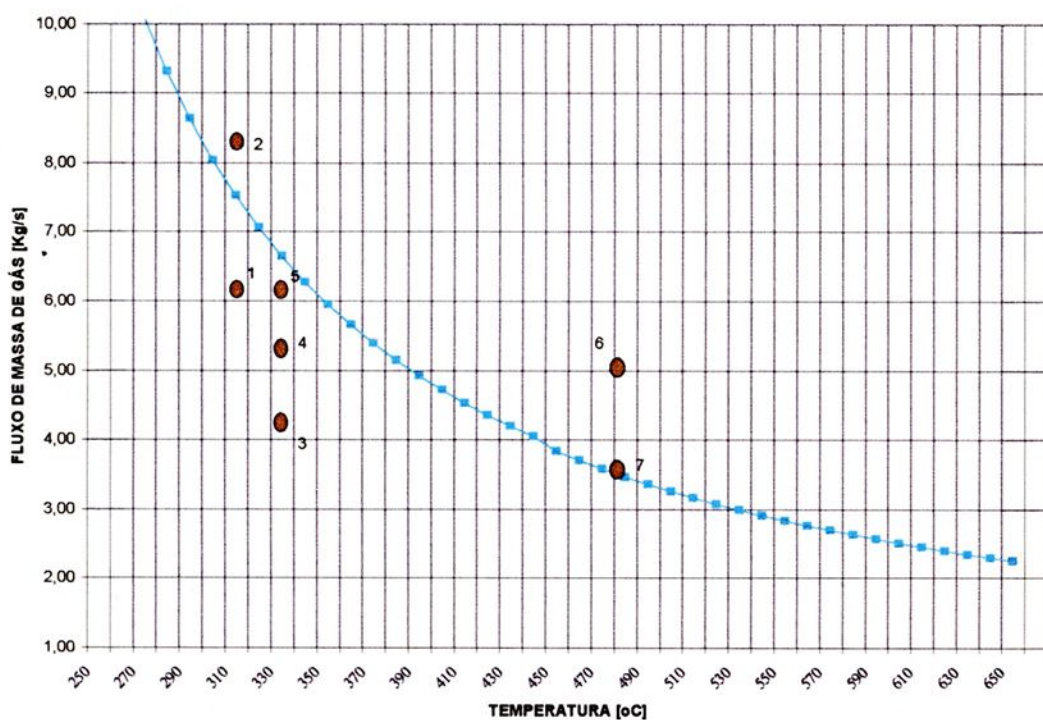


FIGURA 6.7 – Variação da vazão mássica de gases com a temperatura na saída do motor, caso 20 % de excesso de ar

Para os custos do aquecimento com gás, custo da produção da água gelada ou de potência frigorífica através da cogeração empregando máquina de absorção, custo de produção de eletricidade produzida através da cogeração e custo de água gelada ou potência frigorífica através de chiller elétrico, tem-se, respectivamente:

$$C_{\text{AQUEC-GAS}} = \frac{\text{Inv}_{\text{GAS-CO}} \times f}{Q_{\text{AQUECIMENTO}} \times H} + \frac{C_{\text{COMB}} \times E_{\text{COMB}}}{Q_{\text{AQUECIMENTO}}} + \frac{C_{\text{ENERGIA}} \times P_{\text{VENT}}}{Q_{\text{AQUECIMENTO}}} + C_{\text{MAN-GAS}} \quad (6.10)$$

$$C_{\text{POT-FRIG}} = \frac{\text{Inv}_{\text{MAQ-ABS}} \times f}{P_F \times H} + C_{\text{MAN-FRIG-CO}} \quad (6.11)$$

$$C_{\text{ENERG-PROD}} = \frac{\text{Inv}_{\text{MAQ}} \times f}{E_{\text{PROD}} \times H} + \frac{C_{\text{COMB-COG}} \times (E_{\text{COMB}} - E_R)}{E_{\text{PROD}}} + C_{\text{MAN-COG}} \quad (6.12)$$

$$C_{\text{POT-FRIG-ELET}} = \frac{C_{\text{ENERGIA}} \times E_c}{P_{F_ELET}} + C_{\text{MAN-ELET}} \quad (6.13)$$

onde

$$\text{COP}_e = \frac{P_{F_ELET}}{E_C}$$

Para a determinação da receita anual esperada, tem-se os ganhos do aquecimento a gás das placas, da potência frigorífica e da produção de energia elétrica, dados, respectivamente, por:

$$G_{\text{AQUEC}} = (C_{\text{AQUEC-ELET}} - C_{\text{AQUEC_GAS}}) \times H \times Q_{\text{AQUECIMENTO}} \quad (6.14)$$

$$G_{\text{PF}} = (C_{\text{POT_FRIG_ELET}} - C_{\text{POT_FRIG}}) \times H \times P_F \quad (6.15)$$

$$G_{\text{P_ELETR}} = (C_{\text{ENERG}} - C_{\text{ENERG_PROD}}) \times H \times E_P \quad (6.16)$$

A receita total esperada é:

$$R = G_{\text{AQUEC}} + G_{\text{PF}} + G_{\text{P_ELETR}} \quad (6.17)$$

Os dados considerados para o cálculo foram:

- $Q_{\text{AQUECIMENTO}} = 4000 \text{ kW}$ (ALCAN, 1985),
- $\text{PCI do combustível} = 37.000 \text{ kJ/Nm}^3$ (COMGÁS, 1997),
- $\text{Inv}_{\text{GAS}} = \text{US\$ } 300.000$ (ALCAN, 1997),
- $H = 1940 \text{ h /ano}$ (ALCAN, 1997),
- $H = 7200 \text{ h/ano}$ (Silveira, 1994),
- $C_{\text{COMB}} = \text{US\$ } 0,01127/\text{kWh}$ (COMGÁS, 1994),
- $C_{\text{ENERGIA}} = \text{US\$ } 0,0438 \text{ US\$ /kWh}$ (ALCAN, 1996),
- $P_{\text{VENT}} = 223,8 \text{ kW}$ (ALCAN, 1985),
- $C_{\text{MAN-GAS}} = \text{US\$ } 0,009/\text{kWh}$ (Silveira, 1994),
- $C_{\text{MAN-FRI-COG}} = \text{US\$ } 0,008/\text{kWh}$ (Silveira, 1994),
- $C_{\text{COMB-COG}} = \text{US\$ } 0,00964 /\text{kWh}$ (COMGÁS, 1994),
- $C_{\text{MAN-COG}} = 0,012 [\text{US\$ / kWh}]$ (Silveira, 1994),
- $P_{\text{F_ELET}} = 837 \text{ kW}$ (ALCAN, 1997),
- $C_{\text{MAN_ELET}} = \text{US\$ } 0,005/\text{kWh}$ (Silveira, 1994),
- $\text{COP}_e = 3$ (Silveira, 1994),
- $\text{Custo do motor} = \text{US\$ } 540 /\text{kW}$ (WARTISILA, 1995),

- Custo da turbina = US\$ 800 /kW (GAS, 1997),

- Consumo de combustível no queimador:

CASO	CONSUMO (kg/h)
5% de excesso de ar	481,18
20% de excesso de ar	483,70

- Custo do trocador de calor:

CASO	PREÇO (US\$)
5% de excesso de ar	58.400,00
20% de excesso de ar	65.988,00

- Potência frigorífica produzida:

CASO	POTÊNCIA (kW)
5% de excesso de ar	837
20% de excesso de ar	1455

- Custo da máquina de absorção:

CASO	CUSTO (US\$)
5% de excesso de ar	167.584,00
20% de excesso de ar	291.024,00

- Custo da compra do motor: US\$ 1.351.890,00

Observando as Figuras 6.6 e 6.7, tem-se que, os motores 1, 3 e 7, são os indicados para avaliação de utilização.

São apresentados neste item os resultados obtidos na análise, para o motor 7, considerado o mais indicado para aplicação, sendo os demais resultados apresentados no anexo. Inicialmente emprega-se um número de 1940 horas/ano de utilização do forno, que é a média atual. Para o caso de excesso de ar em 5 %, os resultados são apresentados nas Figuras 6.8 e 6.9, enquanto que para excesso de ar de 20 % os resultados são apresentados nas Figuras 6.10 e 6.11.

Para uma segunda análise, empregando um número 7200 horas/ano de utilização (horas padrão para cogeração, segundo Silveira (1994)), apresentam-se nas Figuras 6.12 e 6.13 os resultados para o caso de 5 % de excesso de ar e nas Figuras 6.14 e 6.15 para o caso de 20 % de excesso de ar.

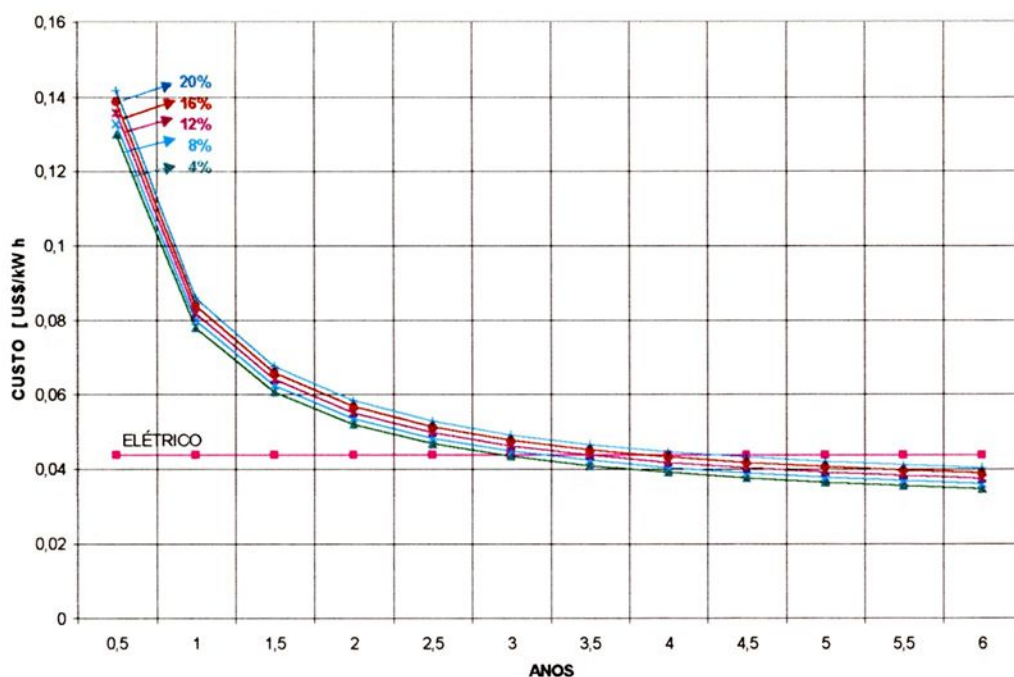


FIGURA 6.8 - Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna, caso 5% de excesso de ar, 1940 horas.

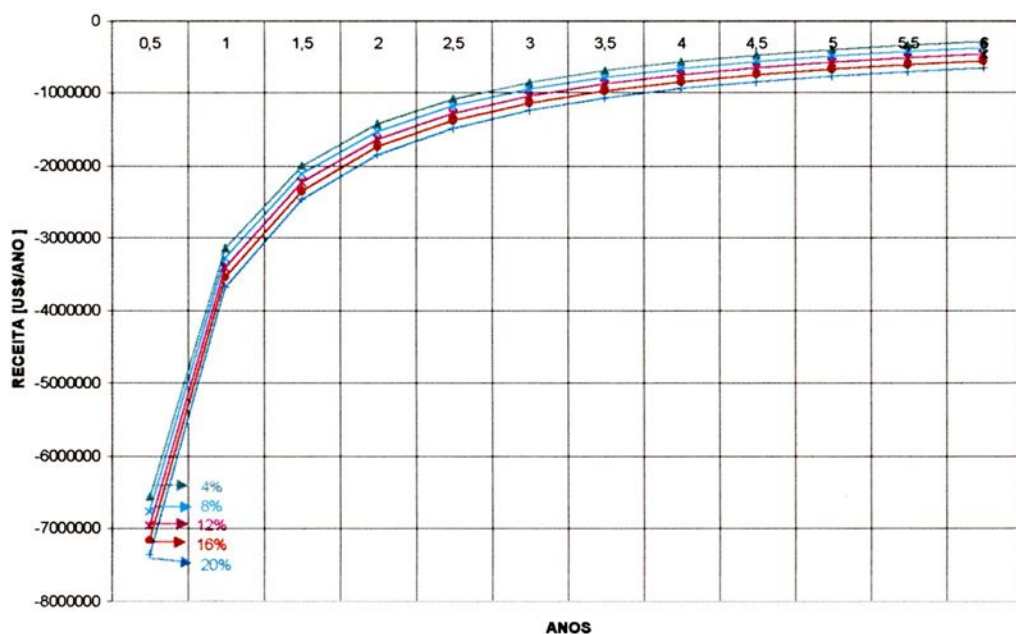


FIGURA 6.9 - Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna, caso 5% de excesso de ar, 1940 horas.

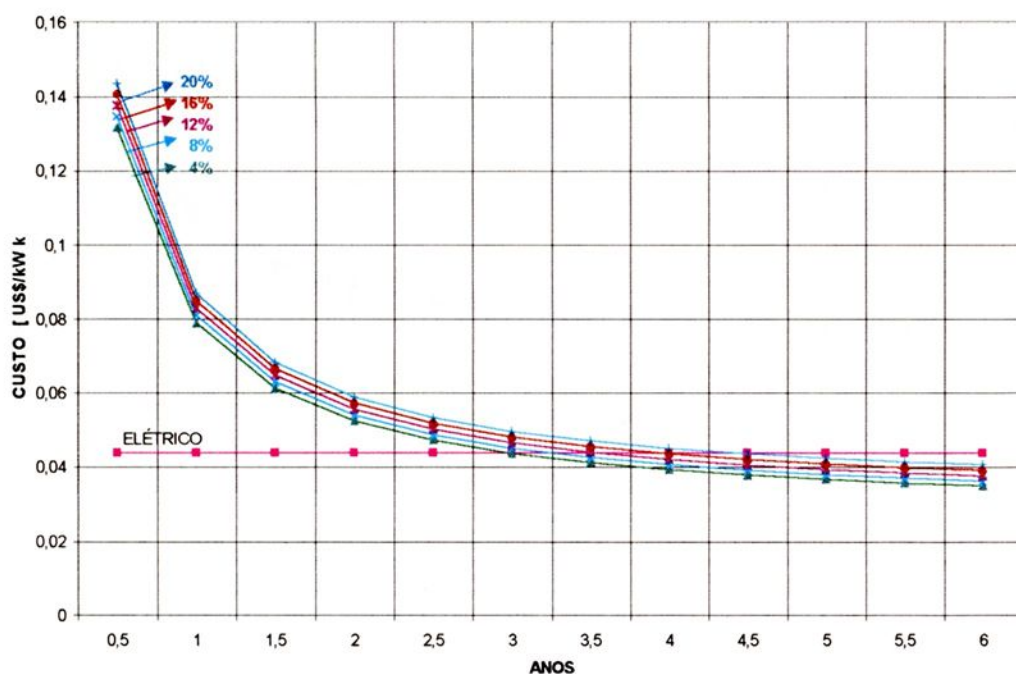


FIGURA 6.10 - Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna, caso 20% de excesso de ar, 1940 horas

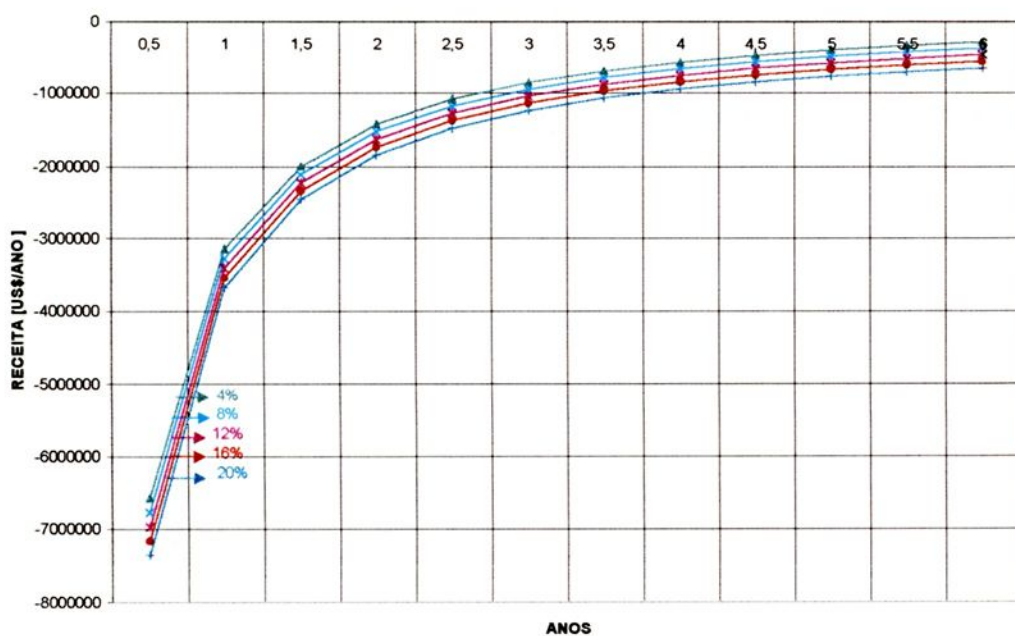


FIGURA 6.11 - Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna, caso 20% de excesso de ar, 1940 horas.

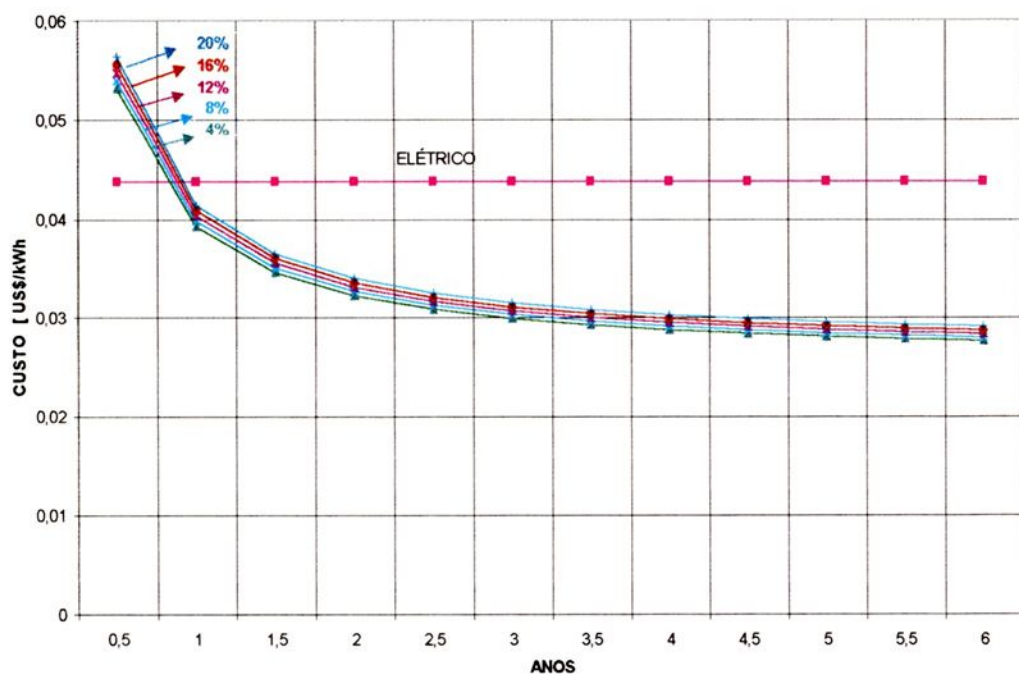


FIGURA 6.12 - Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna, caso 5% de excesso de ar, 7200 horas.

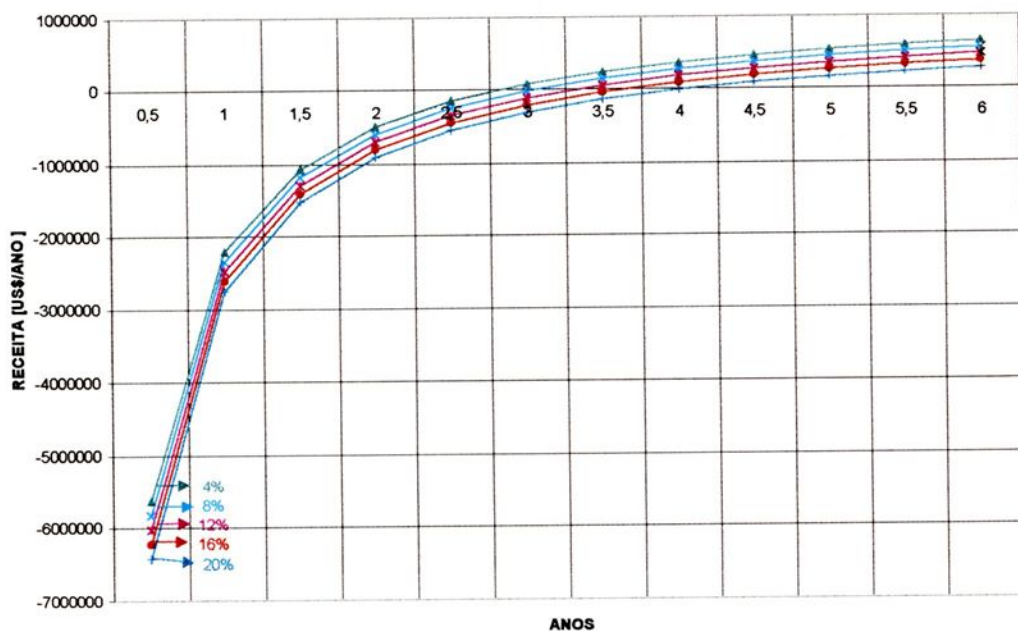


FIGURA 6.13 - Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna, caso 5 % de excesso de ar, 7200 horas.

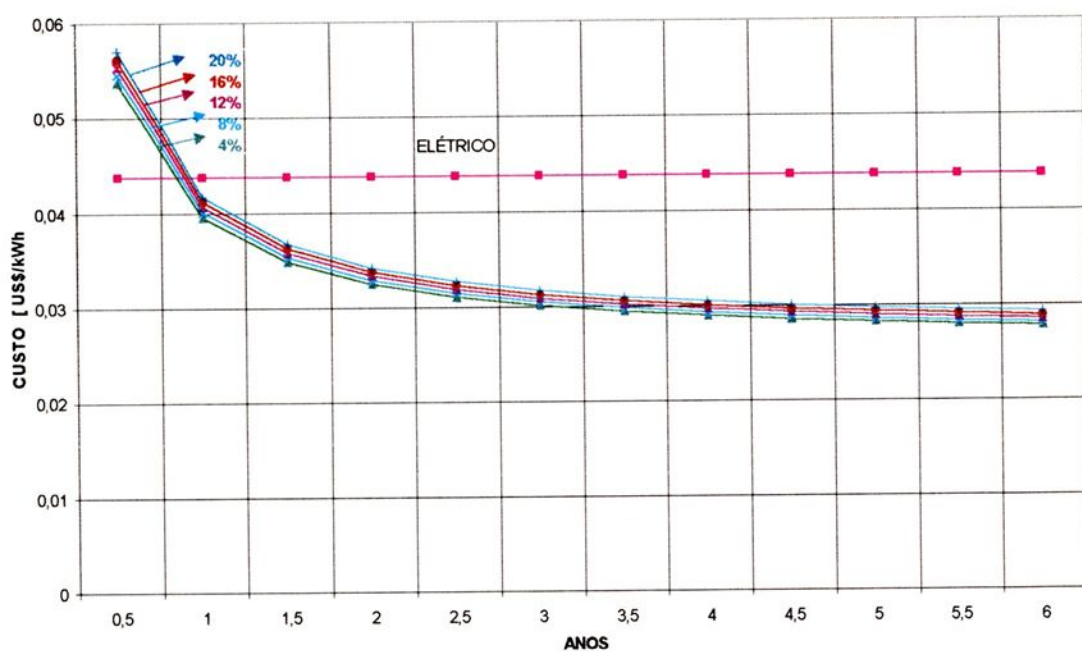


FIGURA 6.14 - Custo do aquecimento empregando motor 7 de combustão interna, caso 20% de excesso de ar, 7200 horas.

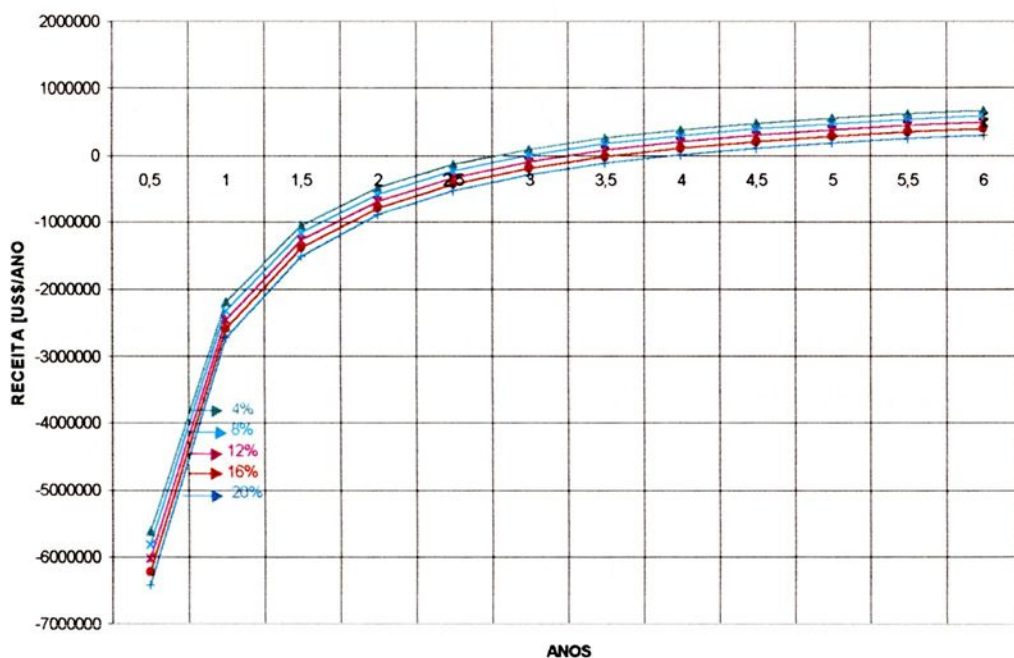


FIGURA 6.15 - Receita esperada empregando motor 7 de combustão interna, caso 20% de excesso de ar, 7200 horas.

6.6 - Estudo de Caso: Cogeração Utilizando Turbina a Gás

Discute-se neste item a configuração apresentada na Figura 6.3, utilizando turbina a gás para o pré-aquecimento do ar de queima e a utilização de máquina de absorção para geração de água gelada. Como anteriormente, os casos de 5 e 20 % de excesso de ar são considerados. Para o estudo, definiu-se a curva de necessidades de energia destinada ao aquecimento do ar de entrada.

A Tabela 6.6 apresenta os modelos de turbinas a gás que atenderiam as necessidades requeridas. Na Figura 6.16 e 6.17 são mostradas as variações das vazões mássicas de gases de exaustão das turbinas a gás relacionadas na Tabela 6.6. Na Tabela 6.7 são mostradas as características das turbinas selecionadas, nas condições ISO ($T=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e altitude 0 m, ou seja, ao nível do mar e com umidade relativa de 60 %) e corrigidos para uma temperatura ambiente de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e para uma altitude de 600 m (condições locais do estudo), considerando a mesma condição de umidade relativa.

TABELA 6.6 - Modelos de turbinas a gás avaliadas para a aplicação de cogeração de energia e aquecimento do ar de queima (Pantalena, 1997; GAS, 1997).

Turbina	Especificação
1	Kawasaki Heavy Industries - SIT-02
2	Pratt & Whitney Canada - ST6L-795
3	Yanmar Diesel Engine – AT 60 C
4	Ebara - PW-6E
5	Stewart & Stevenson - TG -831 E J - Garret Auxiliary Power IM831-800
6	Pratt & Whitney Canada – ST6L-721
7	Deutz MWM Gastechinick -KA123



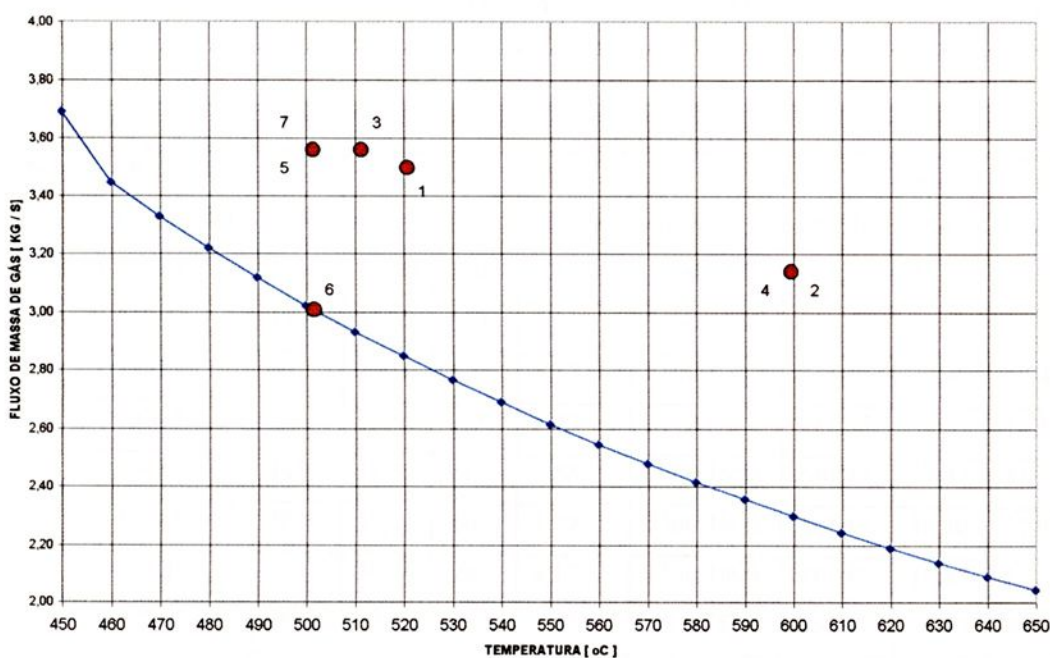


FIGURA 6.16 – Variação da vazão mássica de gases com a temperatura na saída da turbina, caso 5% de excesso de ar.

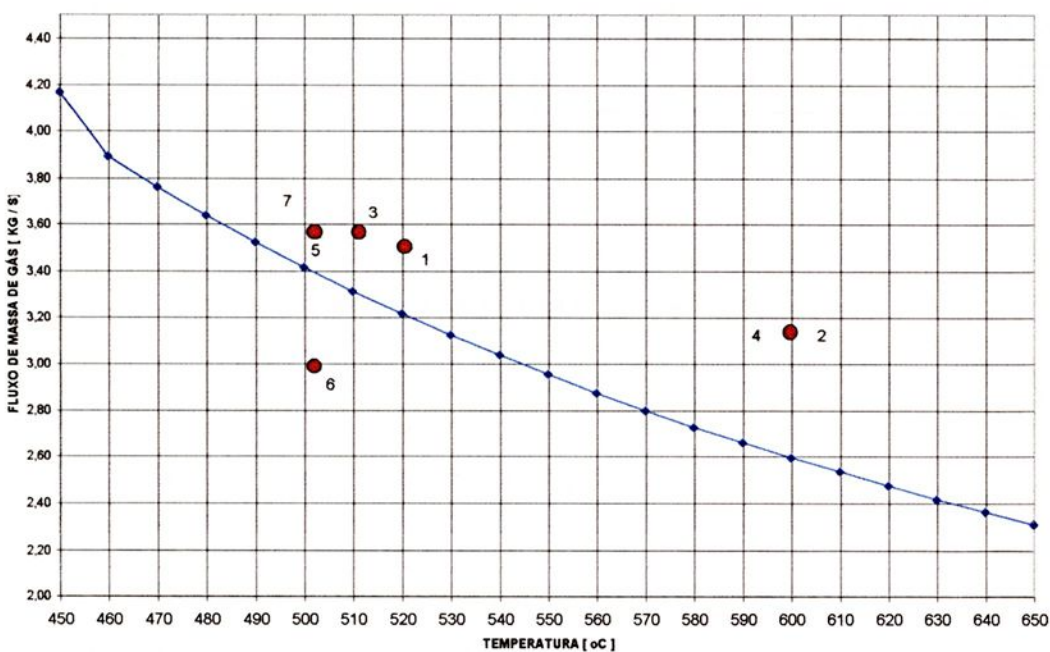


FIGURA 6.17 – Variação da vazão mássica de gases com a temperatura na saída da turbina, caso 20% de excesso de ar.

TABELA 6.7 - Dados das turbinas nas condições ISO (1) e corrigidos (1*) para as condições locais.

Turbina	Heat Rate (Btu/kWh)	E_p (kW)	η_T (%)	T_4 (°C)	m_G (Kg/s)	N (rpm)	m_C (m³/h)	η_{GE} (%)	η_{GC} (%)	η_{GT} (%)
1	22220	394	15,36	520	3.49	1500/1800	262,72	14,59	50,45	65,05
1*	23892	337	14,28	550	3.21	1500/1800	309,7	13,57	54,57	68,14
2	14459	643	23,60	600	3,17	33000	278,99	22,42	52,48	74,91
2*	15547	550	21,95	635	2.92	33000	324,65	20,85	56,54	77,40
3	18495	445	18,45	510	3.58	1500/1800	246,98	17,53	53,56	71,10
3*	19887	381	17,16	540	3.29	1500/1800	287,40	16,30	57,97	74,27
4	16300	570	20,94	600	3.17	1500/1800	278,81	19,89	52,52	72,41
4*	17527	488	19,47	635	2.92	1500/1800	324,43	18,50	56,58	75,08
5	16216	515	21,05	499	3.58	1800	250,61	19,99	51,18	71,17
5*	17437	441	19,57	528	3.29	1800	291,62	18,59	55,42	74,01
6	15265	465	22,35	508	2.9	33000	213	21,24	50,03	71,27
6*	17270	398	19,76	573	2,66	33000	247,86	19,76	53,92	73,68
7	16150	520	21,13	499	3,58	1500/1800	252,01	20,08	50,89	70,97
7*	17366	445	19,65	528	3,29	1500/1800	270,49	18,67	55,11	73,78

As considerações para os cálculos são as seguintes:

- $\eta_{GERADOR} = 95\%$;
- $PCI = 37.000 \text{ kJ} / \text{Nm}^3$ (COMGÁS, 1997);
- $T_e = 150 \text{ }^\circ\text{C}$;
- $C_p = 1,055 \text{ kJ} / \text{kg K}$ (Tuna, 1997);
- $FC (\text{altitude}) = 0,92$ (Stewart, 1991);
- $FC (\text{temperatura} - W_{EIXO}) = 0,93$ (Stewart, 1991);



- FC (temperatura - T_4) = 1,058 (Stewart, 1991).

As fórmulas utilizadas para a obtenção dos dados apresentados na Tabela 6.7, foram as seguintes:

$$\eta_r(\%) = \frac{1}{(\text{Heat Rate}) 293 \times 10^{-6}} \times 100 \quad (6.18)$$

$$m_c(\text{Nm}^3 / \text{h}) = \frac{\text{Heat Rate} \times E_{\text{PROD}} \times 293 \times 10^{-6} \times 3600}{\eta_{\text{GERADOR}} \times \text{PCI}} \quad (6.19)$$

$$\eta_{\text{GE}}(\%) = \frac{E_{\text{PROD}} \times 3600}{m_c \times \text{PCI}} \times 100 \quad (6.20)$$

$$\eta_{\text{GC}}(\%) = \frac{m_G \times C_p \times (T_4 - T_e) \times 3600}{m_c \times \text{PCI}} \times 100 \quad (6.21)$$

$$\eta_{\text{GT}}(\%) = \eta_{\text{GE}} + \eta_{\text{GC}} \quad (6.22)$$

$$E_{\text{PROD}}^* = E_{\text{PROD}} \times \text{FC}(\text{altitude}) \times \text{FC}(\text{temperatura} - W_{\text{EXO}}) \quad (6.23)$$

$$m_G^* = m_G \times \text{FC}(\text{altitude}) \quad (6.24)$$

$$m_c^* = m_c \times \text{FC}(\text{altitude}) \quad (6.25)$$

$$T_4^* = T_4 \times \text{FC}(\text{temperatura} - T_4) \quad (6.26)$$

$$\text{Heat Rate}^* = \frac{\text{PCI} \times m_c^*}{E_p^* \times 293 \times 10^{-6} \times 3600} \quad (6.27)$$

$$\eta_r^* = \frac{1}{(\text{Heat Rate}^*) \times 293 \times 10^{-6}} \quad (6.28)$$

$$\eta_{GE}^* = \frac{E_p^* \times 3600}{(m_c^*) \times \text{PCI}} \times 100 \quad (6.29)$$

$$\eta_{GC}^* = \frac{m_G^* \times C_p (T_4^* - T_e) \times 3600}{(m_c^*) \times \text{PCI}} \times 100 \quad (6.30)$$

$$\eta_{GT}^* = \eta_{GE}^* + \eta_{GC}^* \quad (6.31)$$

O procedimento de cálculo foi o utilizado no item 6.6 quando na análise de aplicação de motores de combustão interna.

Sendo assim, efetuada a análise de performance de aplicação, as turbinas que apresentaram os melhores resultados foram as de números 6 e 7, sendo que a turbina 6 se destacou. Assim para um número de 1940 horas/ano de utilização do forno, são apresentadas os resultados para a turbina 6 nas Figuras 6.18 e 6.19, para o caso de excesso de ar de 5 % e nas Figuras 6.20 e 6.21 para 20 %. Para uma segunda análise empregando 7200 horas/ano de utilização, apresentam-se os resultados nas Figuras 6.22 e 6.23 para 5 % de excesso de ar e nas Figuras 6.24 e 6.25 para 20 %. Os demais resultados são apresentados no anexo.



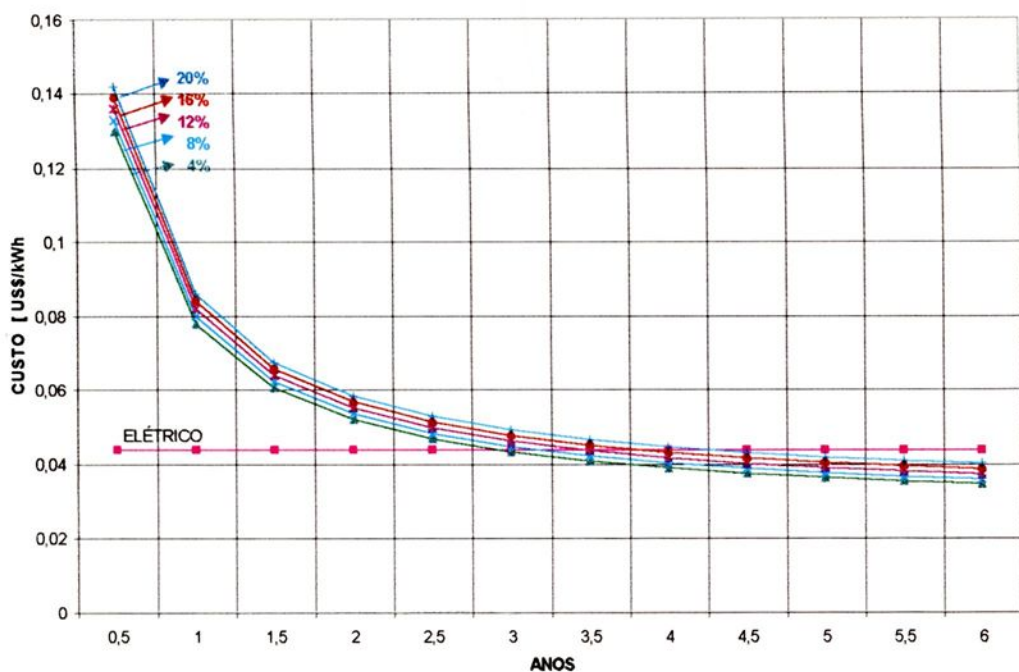


FIGURA 6.18 - Custo do aquecimento empregando a turbina a gás número 6, 5% de excesso de ar, 1940 horas.

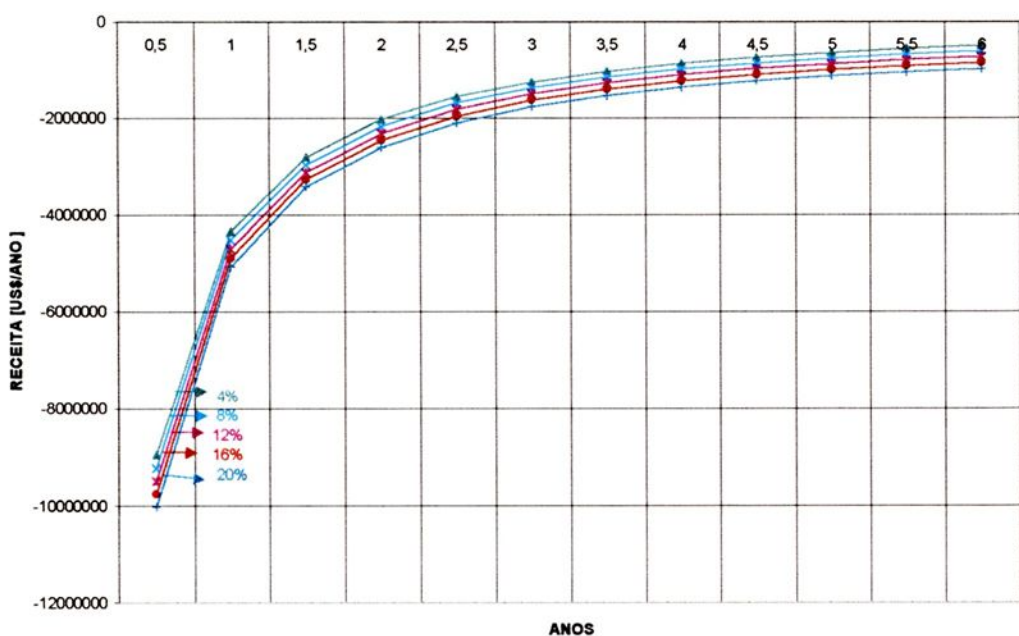


FIGURA 6.19 - Receita esperada empregando a turbina a gás número 6, 5 % de excesso de ar, 1940 horas.

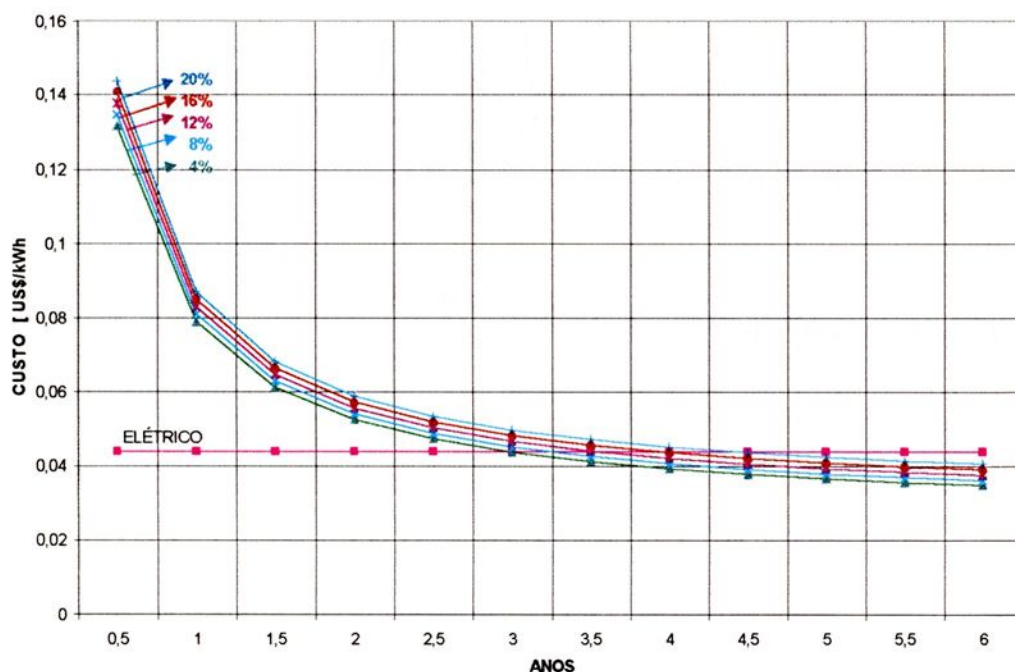


FIGURA 6.20 - Custo do aquecimento empregando a turbina a gás número 6, 20% de excesso de ar, 1940 horas.

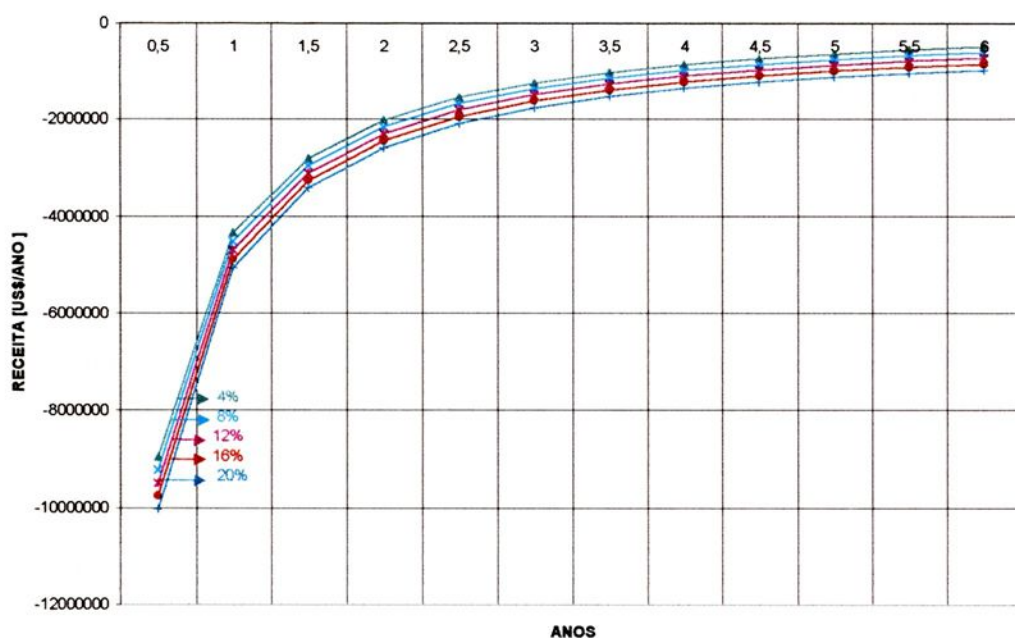


FIGURA 6.21 - Receita esperada empregando a turbina a gás número 6, 20 % de excesso de ar, 1940 horas.

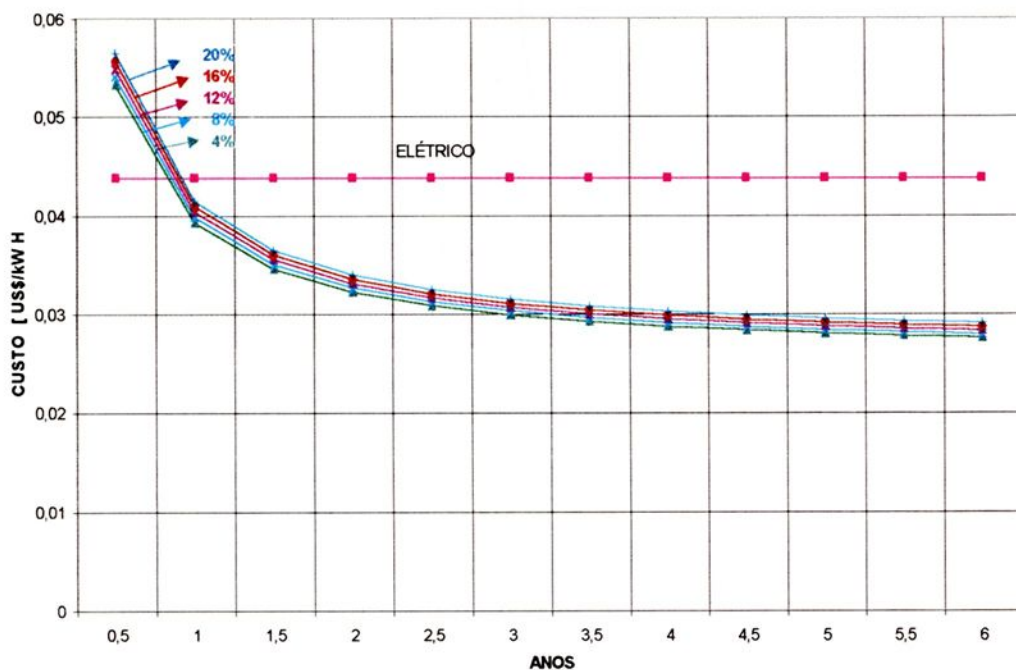


FIGURA 6.22 - Custo do aquecimento empregando a turbina a gás número 6, 5% de excesso de ar, 7200 horas.

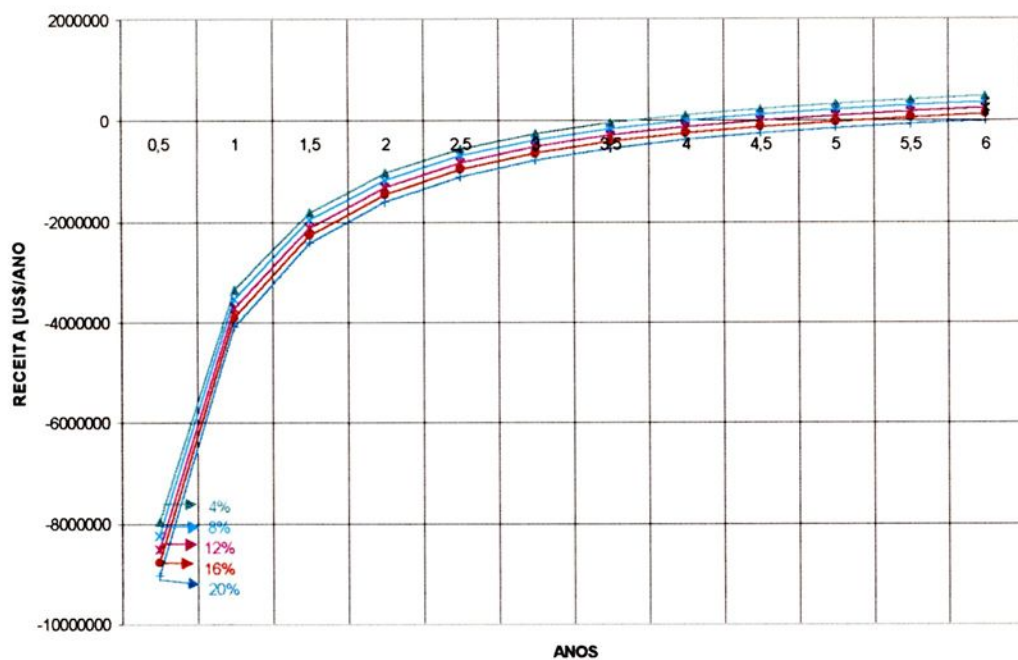


FIGURA 6.23 - Receita esperada empregando a turbina a gás número 6, 5 % de excesso de ar, 7200 horas.

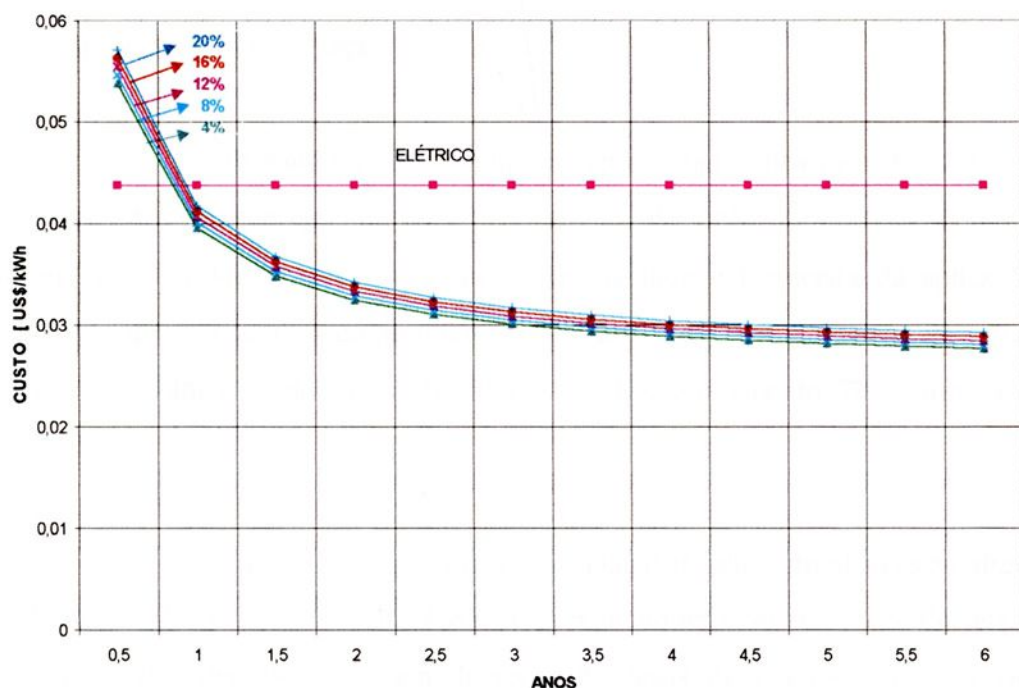


FIGURA 6.24 - Custo do aquecimento empregando a turbina a gás número 6, 20% de excesso de ar, 7200 horas.

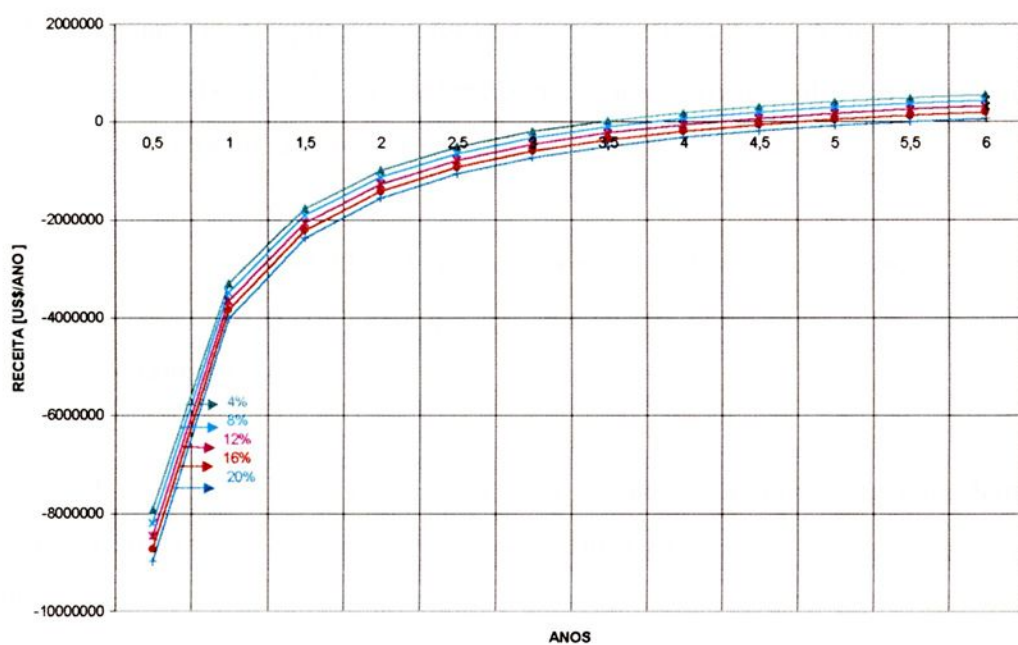


FIGURA 6.25 - Receita esperada empregando a turbina a gás número 6, 20 % de excesso de ar, 7200 horas.

6.7 – Resultados da Cogeração

Baseando-se nos resultados apresentados nos itens 6.6 e 6.7 onde são analisados os empregos de cogeração através de motor de combustão interna e turbina a gás, pode-se dizer que não existe viabilidade financeira da aplicação da cogeração quando se toma como referência o número de 1940 horas/ano de utilização do forno. Assim a análise considerará os estudos empregando 7200 horas/ano de utilização.

O custo de aquecimento das placas de alumínio através da alteração da fonte de calor para gás natural é viável para qualquer caso estudado. Entretanto, a receita anual esperada viável em apenas três casos de emprego de motores de combustão interna e dois casos de aplicação de turbina a gás.

A Figura 6.26 mostra os equipamentos que apresentaram uma melhor viabilidade de aplicação, considerando uma taxa anual de juros de 4% e um tempo de amortização do investimento de 6 anos, onde todos os equipamentos selecionados possuem um melhor retorno.

Analisando-se então o gráfico da Figura 6.26, observa-se que as melhores opções são encontradas quando se emprega motores de combustão interna, no caso os motores 3 e 7.

Entre os dois motores a rentabilidade pode ser considerada a mesma. Entretanto, o motor 7 possui temperatura de gases de exaustão em torno de 500 °C, enquanto que no caso do motor 3 a temperatura é de 337 °C.

Considerando que se deseja, conforme discutido no item 6.1, utilizar os gases de escape do forno para aquecer o ar de entrada, em uma eventualidade de não funcionamento dos equipamentos de cogeração, seleciona-se como melhor opção



o motor 7, pois este possui uma temperatura de escape próxima à temperatura de referência de exaustão do forno (570 °C), e assim pode-se utilizar o mesmo trocador de calor.

É importante salientar que a receita esperada se apresentou maior no caso considerando 20% de excesso de ar, mesmo tendo um consumo maior de GNP no queimador do forno.

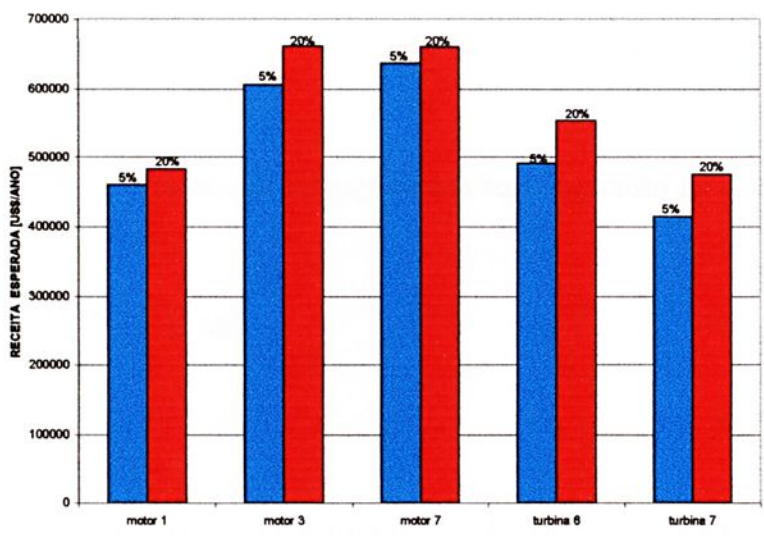


FIGURA 6.26 - Comparativo de receita esperada entre motores de combustão interna e turbinas a gás, casos de 5 e 20 % de excesso de ar para queima, $k = 6$ anos. (7200 horas de operação/ ano)

6.8-Análise Comparativa Global

Afim de subsidiar uma análise integra para a comparação dos três casos estudados, a Tabela 6.8 a seguir, aborda os rendimentos globais, níveis de investimentos, valores de receita anual esperada considerando 7200 h/ano e uma taxa anual de juros de 4%



TABELA 6.8-Comparação dos resultados dos três casos estudados

CASO	RENDIMENTO GLOBAL [%]	INVESTIMENTO TOTAL [US\$]	PERÍODO DE AMORTIZAÇÃO DE CAPITAL [ano]	RECEITA ANUAL ESPERADA [US\$/ ano]
Forno com trocador de calor regenerativo	84,76	360.000	4 (* 1940 horas)	46.000
Cogeração utilizando motor de combustão interna	78,09	1.730.000	4	374.000
Cogeração utilizando turbina a gás	81,57	1.230.000	4	170.000

O rendimento global para o caso sem cogeração foi dado por:

$$\eta_{\text{GLOBAL}} = \frac{Q_{\text{AQUECIMENTO}}}{E_{\text{COMB}}} \times 100 \tag{6.32}$$

O rendimento global para o caso da cogeração foi dado por:

$$\eta_{\text{GLOBAL}} = \frac{Q_{\text{AQUECIMENTO}} + E_{\text{PROD}} + P_f}{E_{\text{COMB}} + E_{\text{COMB_MOTOR/TURBINA}}} \times 100 \tag{6.33}$$



CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES

Através deste estudo conclui-se que existe a viabilidade técnica de substituição da fonte de energia no processo de preparação de placas de alumínio.

Analisando o método empregado, a parametrização desenvolvida, baseada nas considerações iniciais permitirá que os resultados obtidos sejam utilizados como referência para outras dimensões de placas, bem como para outros materiais em situações semelhantes.

Com o auxílio do software utilizado em conjunto com as equações desenvolvidas na parametrização foi possível simular o perfeito comportamento do escoamento do fluido e também do comportamento térmico para o caso do uso da eletricidade como fonte de energia, permitindo aferir corretamente os resultados teóricos com os experimentais, com base bastante confiável para o estudo empregando gases resultantes da queima do gás natural.

A contribuição da presença de CO_2 e H_2O nos gases provenientes da queima do gás natural é significativa, pois não somente altera o coeficiente médio de película do processo, mas também contribui, através da radiação (meios participantes). Isto, permite que haja uma estimativa de redução de até 5 horas e 30 minutos no tempo de processo quando na conversão do forno para o caso de 5% de excesso de ar na queima do combustível.

O trabalho não se restringindo a análise técnico-econômica da conversão do forno para gás natural, também propõe aplicação de cogeração, a se considerar.



Avaliando as configurações propostas conclui-se que aquela que emprega turbina a gás não é tão viável quando as demais.

Avaliando as configurações mais viáveis, sendo o caso no qual se emprega somente um trocador de calor regenerativo, tem-se um nível de eficiência estimado em 84,76 % contra 78,09 % no caso onde emprega-se cogeração utilizando um motor de combustão interna, assim tem-se a considerar:

-Em termo de economia anual com os gastos de energia elétrica, quando emprega-se cogeração e um motor de combustão interna o resultado, considerando o mesmo tempo de amortização de capital investido (4 anos) e juro anual de 4 %, o retorno estimado é de 374.000,00 US\$ /ano contra 46.000,00 US\$ /ano para o caso que não emprega-se cogeração.

-O investimento necessário, estimado, para conversão do forno para gás natural utilizando uma configuração sem emprego de cogeração é de US\$ 360.000,00, contra aproximadamente US\$ 1.730.000,00 empregando um motor de combustão interna.

A geração de energia elétrica, água gelada e o pré-aquecimento do ar destinado à queima no forno, empregando um esquema com cogeração através de motor de combustão interna, possui um custo de investimento maior. Entretanto, dada a situação preocupante em que o Brasil se encontra hoje e devido ao fato de que a curto prazo não se terá uma solução alternativa quanto a disponibilização de energia elétrica, a longo prazo se compensaria o investimento, pois fatores tais como; o custo da energia, que é função dos preços praticados para a tarifa de eletricidade para produzir o calor necessário para o aquecimento, e a segurança quanto ao fornecimento, seriam dados pelo equipamento adquirido.

É importante salientar que o tempo de utilização do forno teria que ser maior (7200 horas) que o praticado atualmente (1940 horas), pois caso contrário o investimento não se tornaria vantajoso.

Para trabalhos futuros são sugeridos os seguintes temas a serem abordados:



- Utilização de métodos de otimização para a requerida conversão.
- Incorporação de outras possibilidades de técnicas de cogeração na planta industrial estudada.
- Análises exergeticas para levantamento das irreversibilidades associadas.
- Desenvolvimento de métodos numéricos para estudo do efeito da radiação associado a convecção no aquecimento de placas, quando na presença de meios participantes.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ALCAN ALUMÍNIO DO BRASIL S.A. Informações coletadas pelo autor,
(Comunicação pessoal)
2. ALCAN ALUMÍNIO DO BRASIL S.A. *Dados técnicos dos fornos de pré-aquecimento tipo "Soaking Pit"*, 1985.
3. ALLY, S.E. Gas turbine waste heat driven multiple effect absorption systems. *Heat Recov. Syst. CHP*, v.11, n.5, p 407-13, 1991.
4. AMUNDSEN, R.N. The cogeneration revolution. *Applied Energy*, v. 36, p 79-83,
5. ARPACI, V.S. *Conduction heat transfer*. Massachusetts: Addison Willey Publishing, 1966.
6. BHARGAVA, R. On site performance evaluation of critical components in a cogeneration plant. In: ASME COGEN TURBO POWER 92, IGTI , Houston, *Proceeding...*, 1992, v.7, p 571-84.
7. BIRD, R.B., STEWART, W.E., LIGHTFOOD, E.N. *Transport Phenomena.*, New York: J. Wiley 1980.
8. BRAHMA CERVEJARIA S.A. Informações colhidas pelo autor, 1998.
Comunicação pessoal
9. BRASIL. Ministério das Minas e Energia. *Balanço energético nacional*. Brasília: DNDE/SEM/MME, 1998.



10. BRASIL ENERGIA. *Brasil energia [on line]*. n 211, jun 1998 [citada 15 junho
Disponível na Word Wibw Web: [<http://www.brasilenergia.com.br>.]
11. BRIOZZO, A. C., NATALE, M.F., TARZIA D. A. . Determionation of unknow
thermal coefficients trough a free boundary problem for a now linear heat
conduction equation with a convective term. *Heat Mass Transfer*, v.24, n. 6, p
1997.
12. BURGHARDT, M.D., HARBACH, J.A. *Engineering Thermodynamics* 4 ed. New
York: Harper Collins, 1993.
13. CARLAW, H.S., JAEGER, J.C. *Conduction of heat in solids*. London: Oxford
University Press, 1959.
14. CETESB - COMPANHIA DE TECNOLOGIA E SANEAMENTO. *Dados
técnicos*, São Paulo, 1995
15. COMGÁS. *Gás natural - mais energia para o Vale do Paraíba*. São Paulo
COMGÁS, 1997.
16. CRITTENDEN, B.D., ALDERMAN, N.J. Mechanisms by wich fouling can
increase overall heat tranfer coefficients. *Heat Transfer Engineering*, v.13, n.4,
p 32-40, 1992.
17. EVANS, G.. Developments in industrial cogeneration. *Power Eng. J.*, v.11, n. 3,
jun, 1997
18. FAIRBANKS MORSE ENGINNER DIVISION. *Catálogo de produtos*, Beloit,



19. GAS TURBINE WORLD. *The 1997 Handbook*. vol 14. Pequot Publishing Inc,
20. GORDON, S., MC BRIDE. B.J. Computer program for calculation of complex chemical equilibrium compositions, rocket performance, incident and reflected shocks, and Champman Jouguet detonations. NASA Lewis Research Center, 1971. (*Report NASA SP-273*)
21. GOTTIEB, J.W. New cogeneration frontiers. *Independent Energy*, v. 23, n.7, p. Marier Communications, Milaca, 1993.
22. HAJJI, A., WOREK, W.M.. Simulation of regenerative, closed-cycle, absorption cooling/heating system. *Energy*, v. 16, n.3, p. 643-54, 1991.
23. HASHEM, H.H.. Thermal economic analysis of industrial gas turbine cogeneration plant. *Energy Convers. Manage.*, v. 32, n. 5 , p. 419-24, 1991.
24. HOLMAN, J.P. *Transferência de calor*. São Paulo: Mc Graw Hill do Brasil, 1983.
25. HOWELL, J.R., BUCKIUS, R.O. *Fundamentals of engineering thermodynamics ed.* New York: Mc Graw-Hill, 1992.
26. IWATSY, R. ,HYUN J.M. Three - dimensional driven cavity flows with a vertical temperature gradient. *Journal of Heat Mass Transfer*, v. 38, n. 18, p. 3319-28,
27. JIM Y. Y., CHEN, C.F. Instability of convection and heat transfer of high prandtl number fluids in a vertical slot . *J. Heat Trans*, v. 118, p.359-365, may, 1996.
28. KAYS, W.M., CRAWFORD, M.E. *Convective heat transfer and mass transfer 2*.



ed. New York: McGraw-Hill, 1980.

29. KEHLHOFER, R. A comparison of power plants for cogeneration of heat and electricity. Zurich: *Brown Boveri*, 1987.
30. KHERDARI, J., HIRUNLAB, H.J., DAGUENET, M.. Modèle numérique de fonctionnement d'un mur capteur-accumulateur en béton poreux. *Rev. Gén. Therm.*, n.360, p. 757-64, 1991.
31. KOSTRZEWA, L.J., DAVIDSON, K.G.. Packaged cogeneration- the growth of cogeneration can make significant contributions to future energy efficiency. *ASHRAE J.I.*, p. 22-28, feb., 1992.
32. LAURENTI, L., MARCOTULLIO, F., PONTICIELLO, A.. Multidimensional transient conduction analysis by generalized transfer functions tables. *J. Heat Trans.*, v.119, p.238-48, may, 1996.
33. LEDEZMA, G., MOREGA, A.M., BEJAN, A.. Optimal Spacing Between Pin Fins With Impinging Flow. *J. Heat Trans.*, v.118, p.570-84, august, 1996.
34. MAGALHÃES FILHO, P. *Estudo teórico e experimental de armazenador de calor sensível em tubos sólidos..* Campinas, 1986. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas.
35. MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N. *Fundamentals of engineering thermodynamics - 2.ed.* New York: Mc Graw Hill, 1992.
36. OSMAN, A.M., DOWNDING, K.J., BECK, J.V. Numerical solution of the general



two-dimensional inverse heat conduction problem (IHCP). *J. Heat Trans.*, vol. p 38-45, feb., 1997.

- 37.PANTALENA, A. *Cogeração para laticínios de pequeno e médio portes*. Guaratinguetá, 1997, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.
- 38.PAK, P.S., SUZUKI, Y. Thermodynamical economical and environmental evolution of high efficiency gas turbine cogeneration systems. *Intern. J. Energy Reserch*, v.14, p. 821-32, 1990.
- 39.PETRECA, G. *Industrial energy management: priciples and application*. Dordrecht:Kluwer, 1993.
- 40.PERRY, R.H., Chilton, C.H. *Chemical enginners handbook*. New York: McGrawHill, 1995.
- 41.RADANNE, P., JENN, F. , SCHULTZ, J. *La cogeneration dans le secteur tertiare en europe*. Paris: INESTENE - Institut d'Évaluation des Stratégies sur l'Environnement en Europe, 1990.
- 42.RIZK, T.A., KLEINSTREVER, C.. Forced-convection cooling of a linear array of blocks in open and porous matriz channels. *Heat Transfer Engineering*, v. 12, 4, p. 40-47, 1991.
- 43.RUPERT JUNIOR, N.J., RAYNAUD, M., SACADURA, J.F. A method for the solution of the coupled inverse heat conduction-radiation problem. *J. Heat Trans.*, v. 118, p. 10-17, feb., 1996.



44. RYU, H.W., et al. Heat transfer characteristics of cool-thermal storage systems. *Energy*, v.16, n.4, p.727-37, 1991.
45. SCOGNAMIGLIO, V.A. *Análise de armazenador de calor sensível tipo placa plana*. Campinas, 1990. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.
46. SILVEIRA, J.L. *Cogeração dissiminada para pequenos usuários: Estudo de casos para o setor terciário*. Campinas, 1994. Tese (Doutorado em engenharia mecânica)-Faculdade de engenharia, Universidade de Campinas.
47. SHIMIDT, F.W., WILLMOTT, A.J.. *Thermal energy storage and regeneration*. New York: Mc Graw-Hill Book, 1981.
48. SYRJALA, S. Further finite element analyses of fully developed laminar flow of power-law non newtonian fluid in rectangular ducts: heat transfer predictions. *Inst. Comm. Heat Transfer*, v.23, n.6, p 799-07, 1996.
49. SONNTAG, R.E., VAN WYLEN, G.J.. *Introduction to thermodynamics: classical and statistical*. New York: J. Wiley, 1991.
50. STEWART AND STEVENSON. *Gas turbine products*. Houston, 1991 .
51. SUCEC, J.. Exact solution for unsteady conjugated heat transfer in the thermal entrance region of a duct. *J. Heat Trans.*, v. 109, p. 295-99, may, 1987.
52. TAKI, Y., BABUS'HAQ, R.F., PROBERT, S.D.. Combined heat and power as a contributory means of maintaining a green environment. *Applied Energy*, v. 39, 83-91, 1991.



53. TAKI, Y., BABUS'HAQ, R.F., ELDER, R.L., PROPOERT, S.D. Design and analysis of a compact gas turbine for chp system. *Heat Recov. Syst. CHP*, n 2/3, p 149-60, 1991.
54. TUNA, C.E.; SILVEIRA, J.L. Um método de análise termo-econômica para otimização de sistemas de produção combinada de calor e potência. In *Congresso Latino Americano de Geração e Transmissão de Energia Elétrica*, 1997, Campos do Jordão. *Anais...* p 162-7.
55. UNAL, H.C. The effect of boundary condition at a fin tip on the performance of the fin and without internal heat generation. *J. Heat Trans.*, v. 31, n. 7, p 1483-96,
56. WARTISILA DIESEL. *Catálogo de produtos*. Trollhattan, 1995.
57. WATSON, J.C., ANAND, N.K., FLECHER, L.S.. Mixed convective heat transfer between a series of vertical parallel plates with planar heat sources. *J. Heat Trans.*, v. 118, p. 984-92, nov., 1996.
58. WAKITANI, S. Development of multicellular solutions in natural convection in a air filled vertical cavity. *J. Heat Trans.*, v. 119, p. 97-101, feb., 1997.



ANEXO



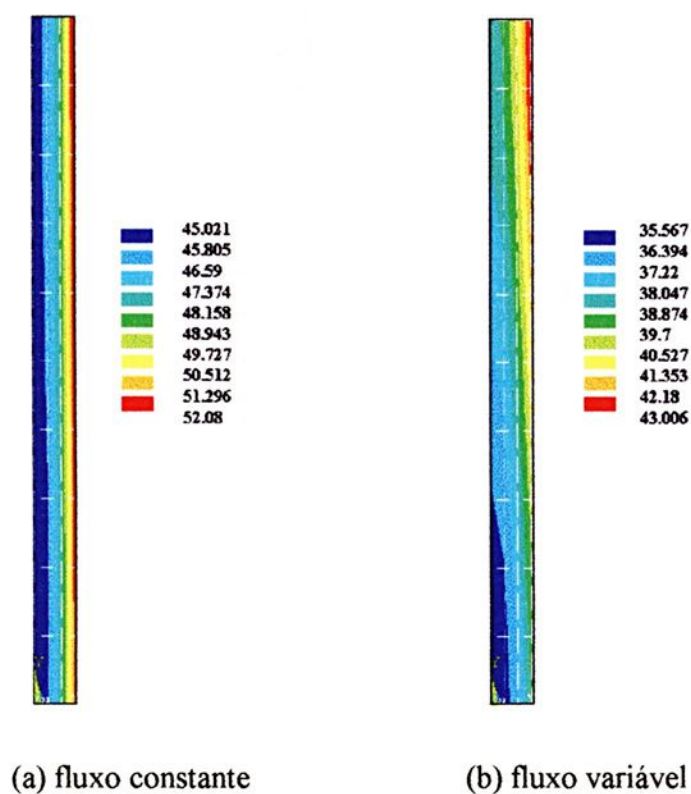


FIGURA A.1- Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido : ar -
tempo de aquecimento 2940 [s]

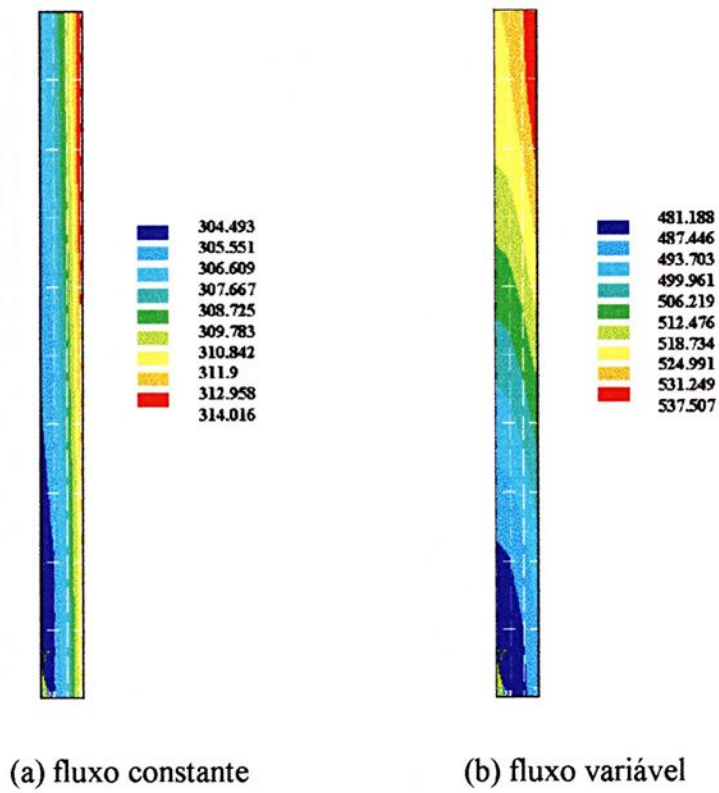


FIGURA A.2- Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido : ar -
tempo de aquecimento 37020 [s]

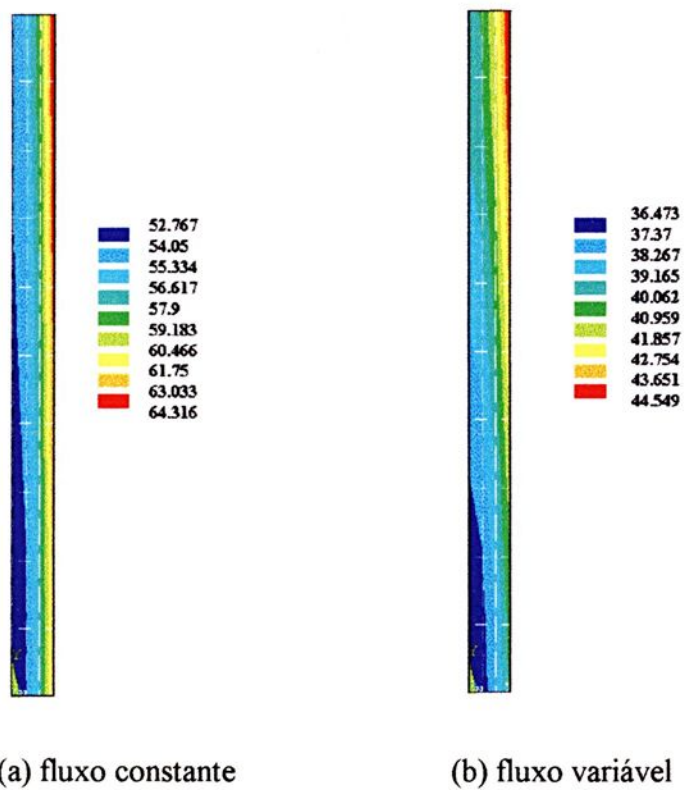


FIGURA A.3- Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido : gás -
5% de excesso de ar - tempo de aquecimento 2940 [s]

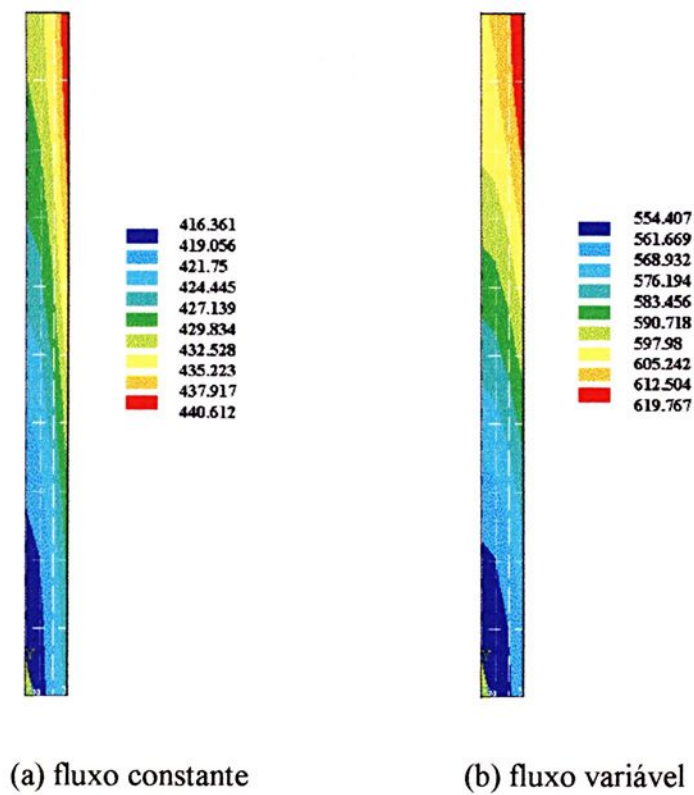


FIGURA A.4- Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido : gás -
5% de excesso de ar - tempo de aquecimento 37020 [s]

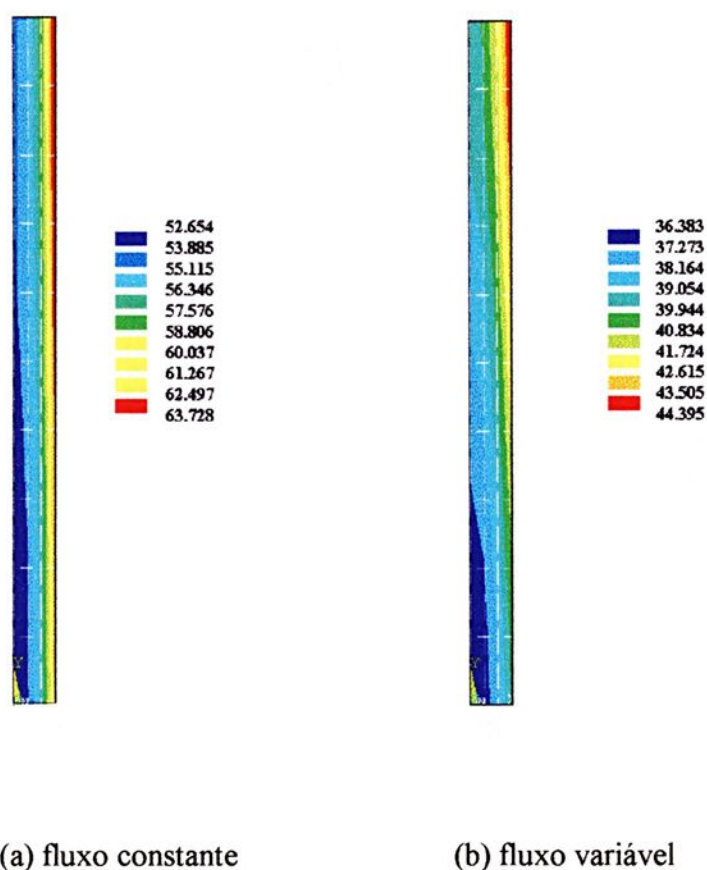


FIGURA A.5- Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido : gás -
20% de excesso de ar- tempo de aquecimento 2940 [s]

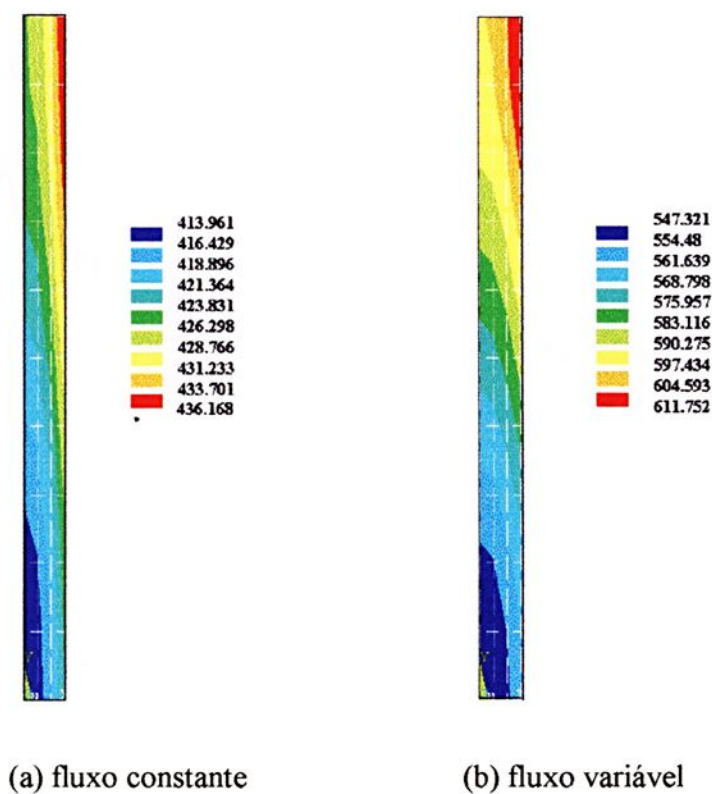


FIGURA A.6- Visualização do aquecimento da placa de alumínio - fluido : gás -
20% de excesso de ar- tempo de aquecimento 37020 [s]

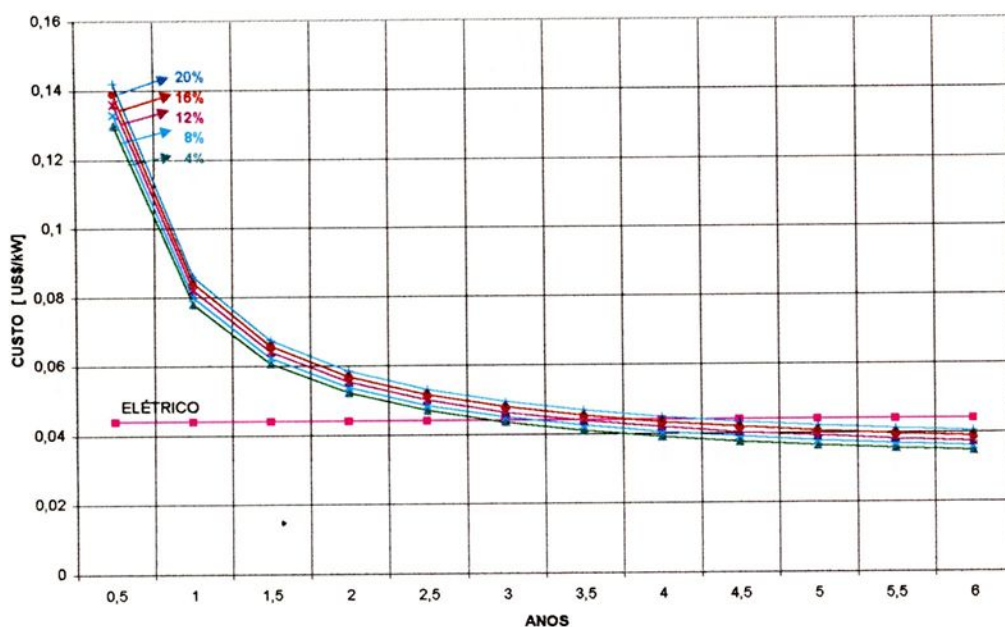


FIGURA A.7 - Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas

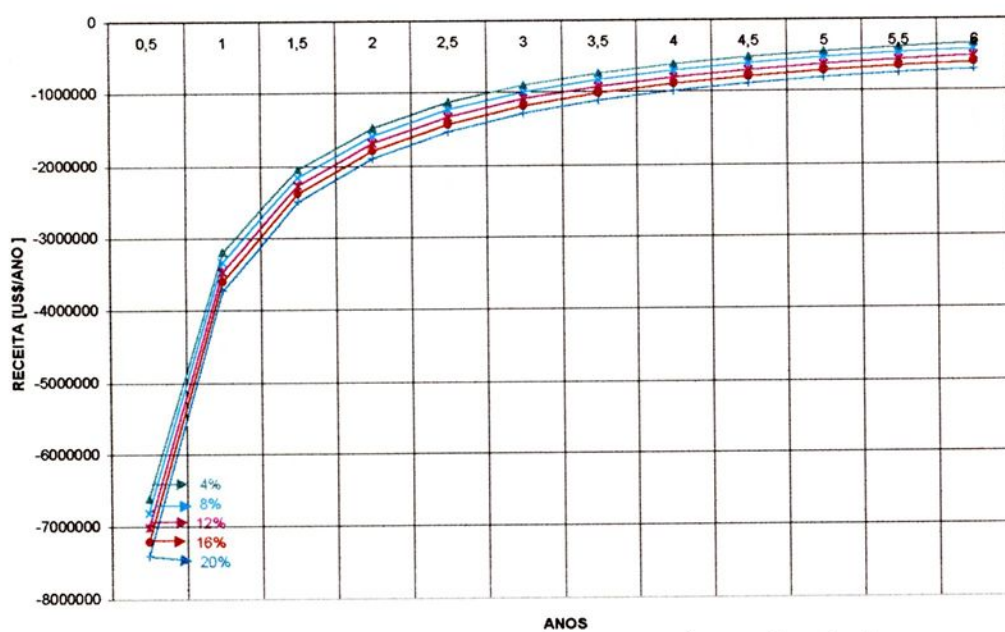


FIGURA A.8- Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas

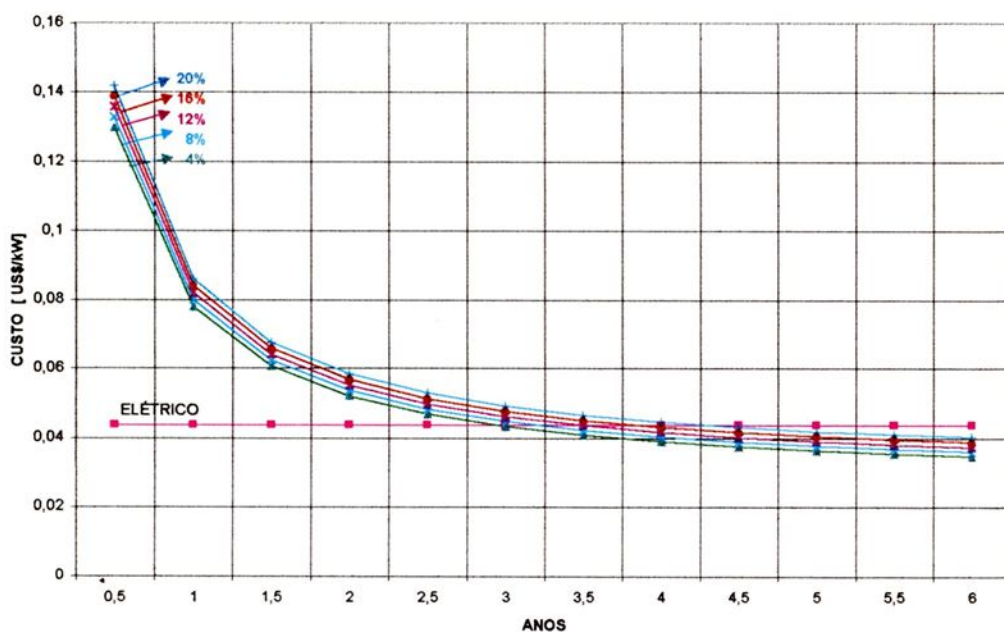


FIGURA A.9 - Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas

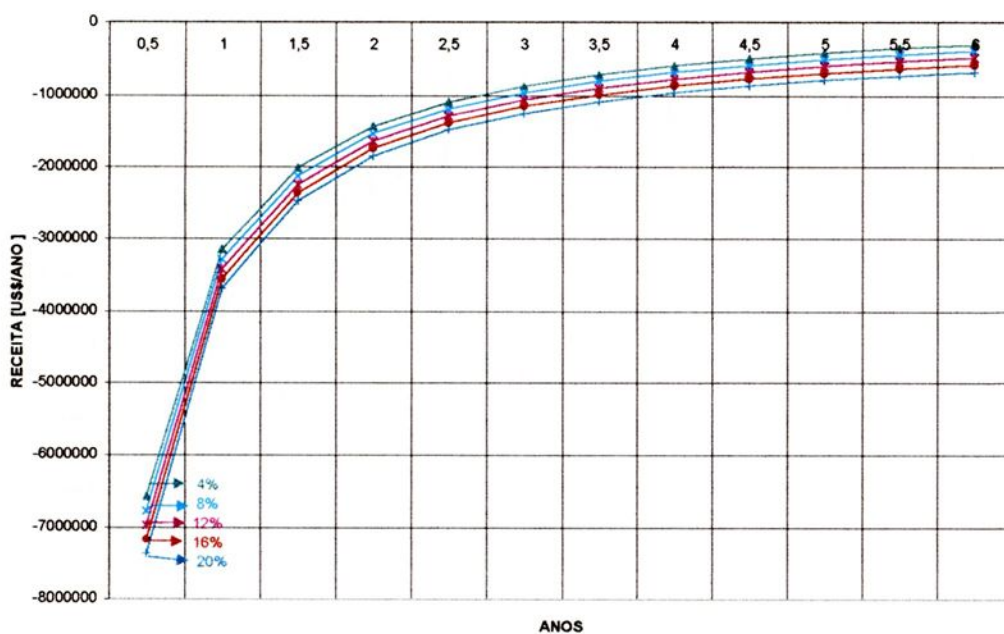


FIGURA A.10- Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna-caso 5% - 1940 horas

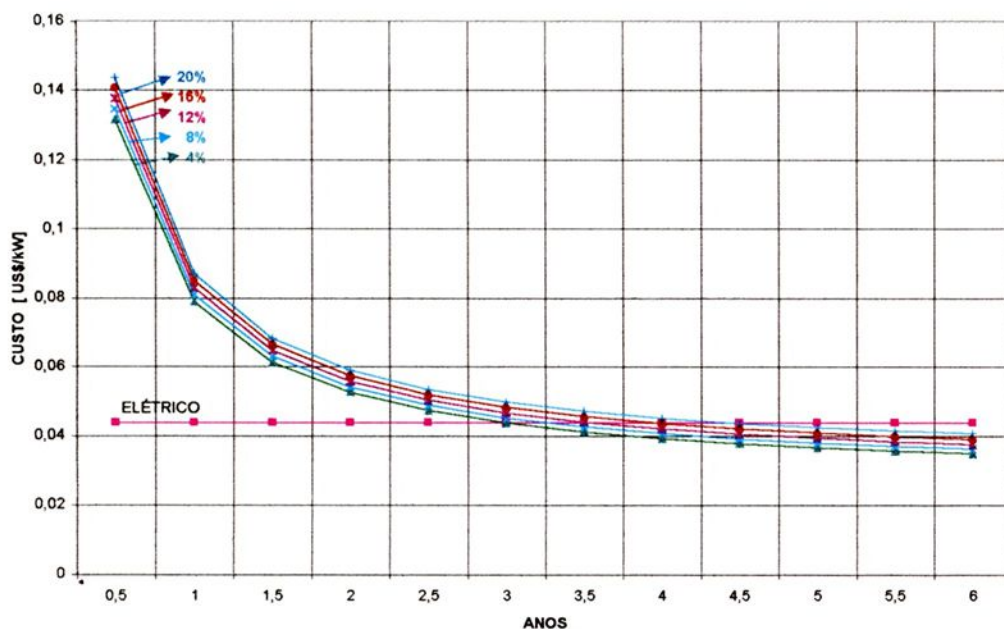


Figura A.11- Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna- caso 20% - 1940 horas

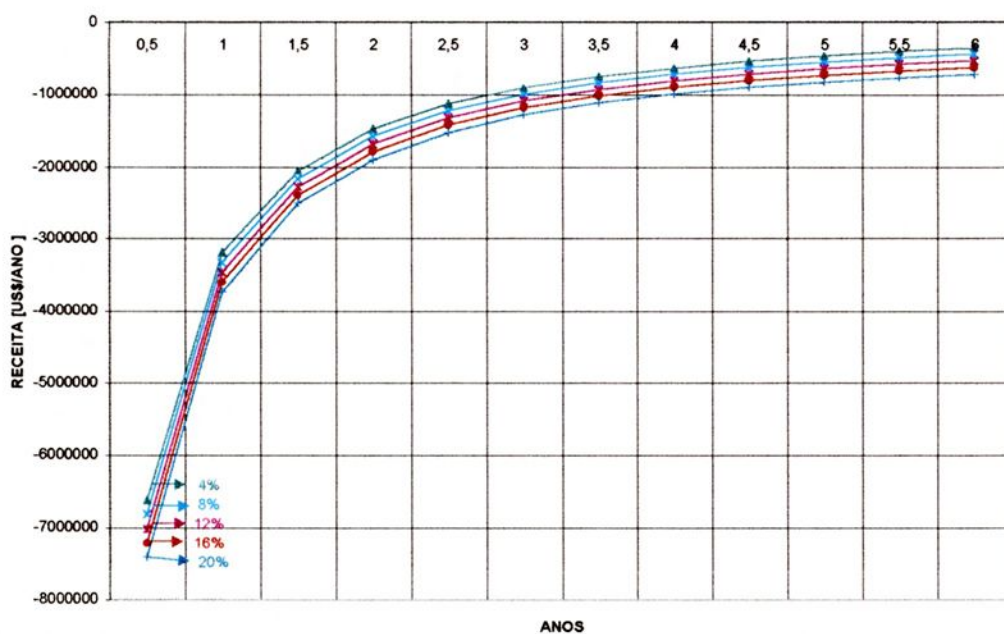


Figura A.12- Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna- caso 20% - 1940 horas

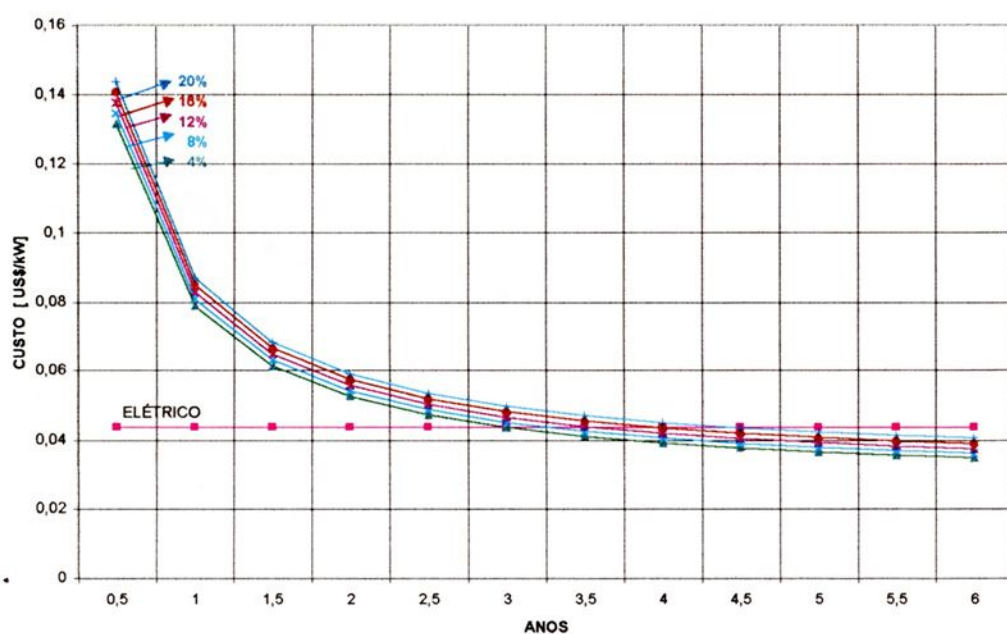


FIGURA A.13- Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna-caso 20% - 1940 horas

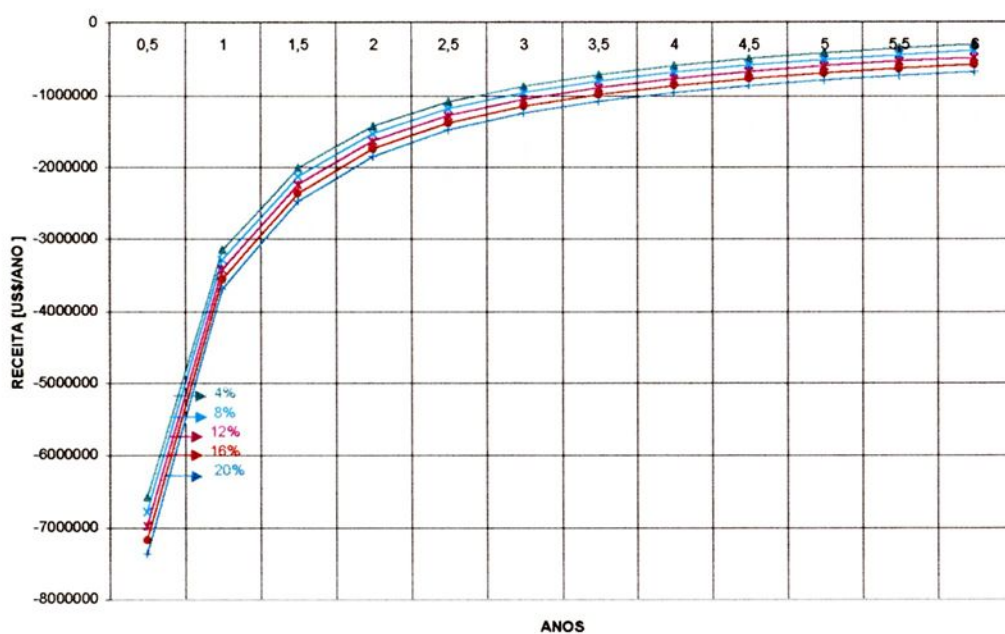


FIGURA A.14- Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna-caso 20% - 1940 horas

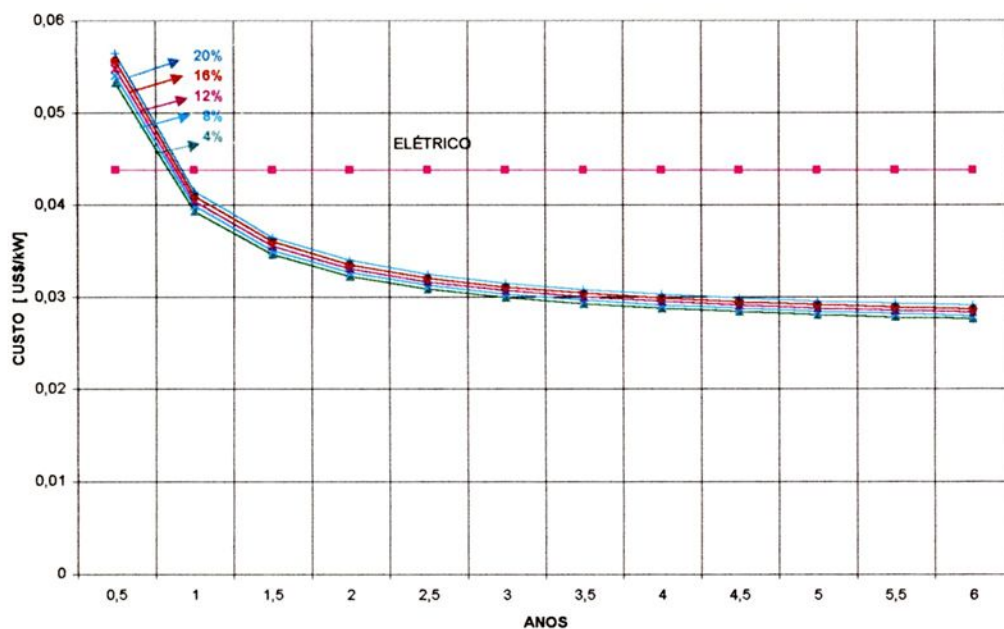


FIGURA A.15- Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna
- caso 5% - 7200 horas

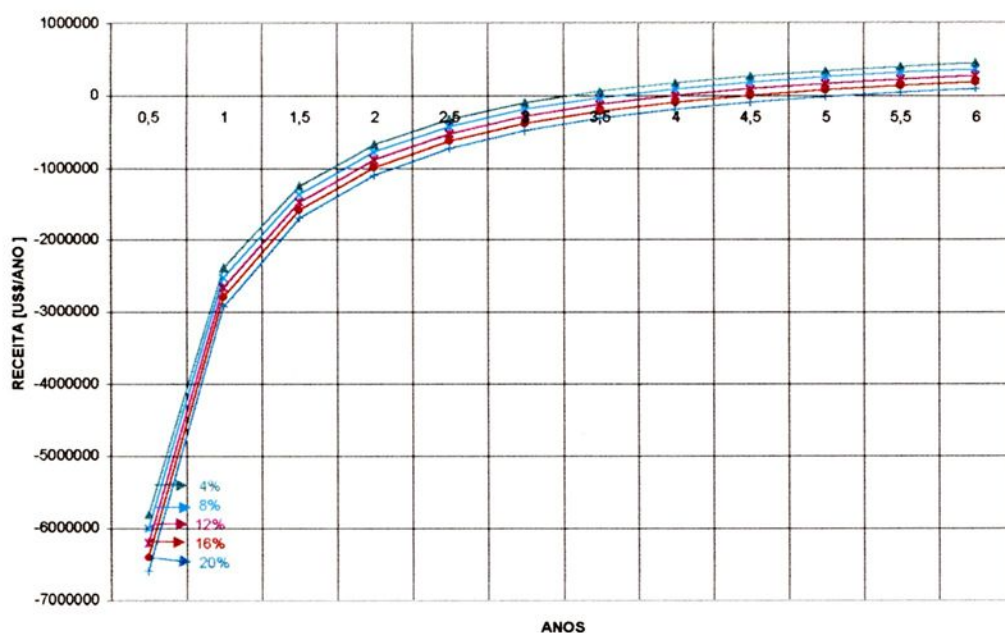


FIGURA A.16- Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna -
caso 5% - 7200 horas

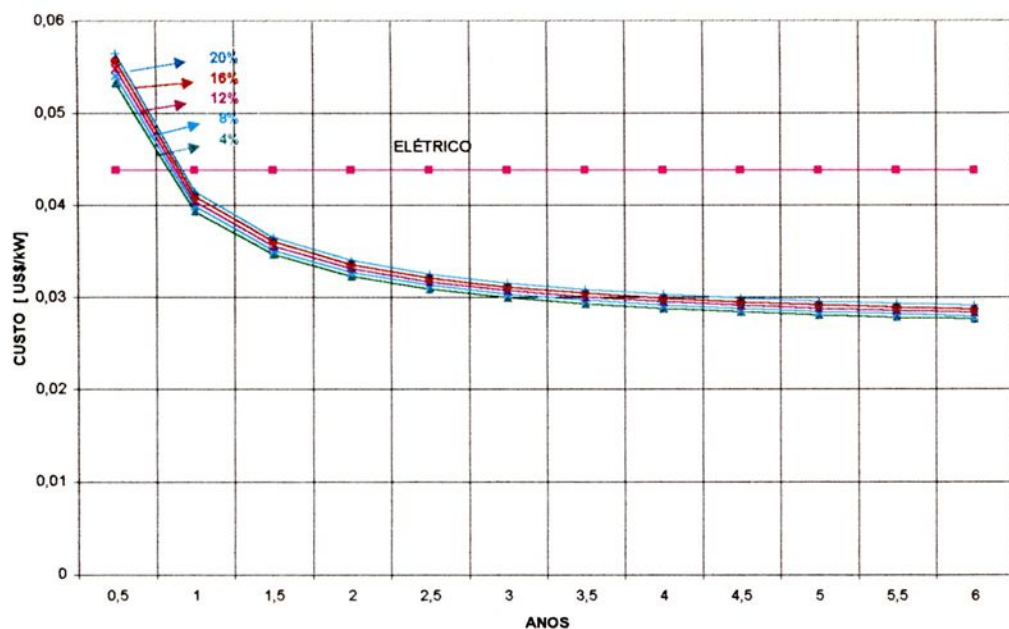


FIGURA A.17- Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna
- caso 5% - 7200 horas

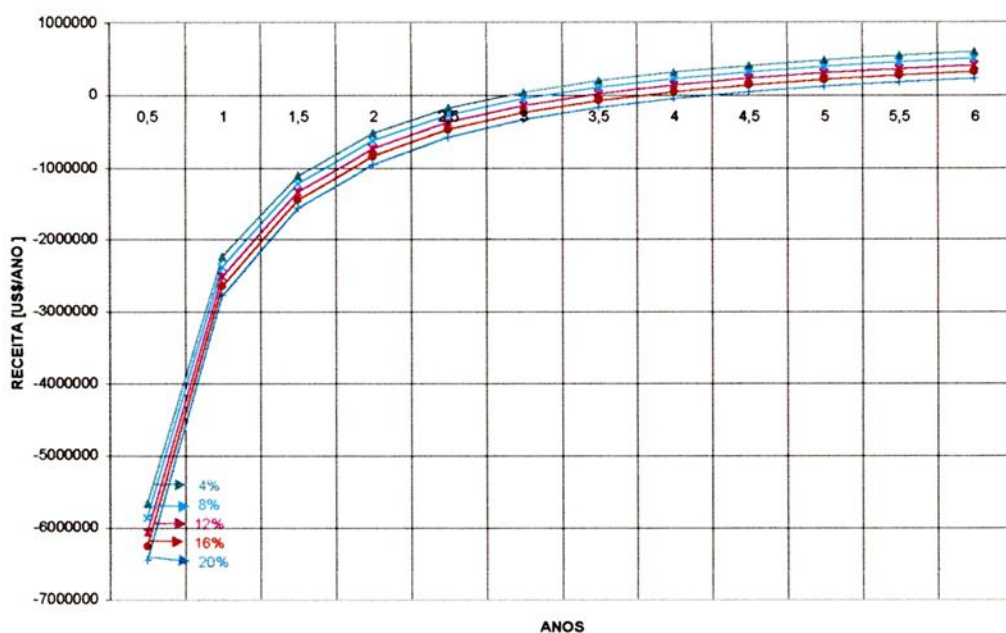


FIGURA A.18 - Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna -
caso 5% - 7200 horas

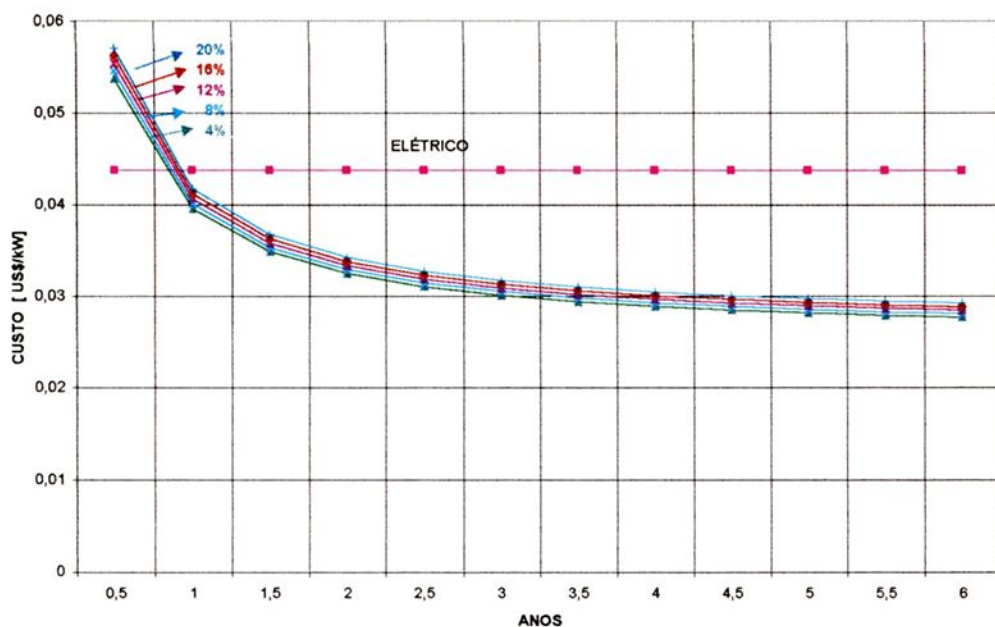


FIGURA A.19- Custo do aquecimento empregando motor 1 de combustão interna
- caso 20% - 7200 horas

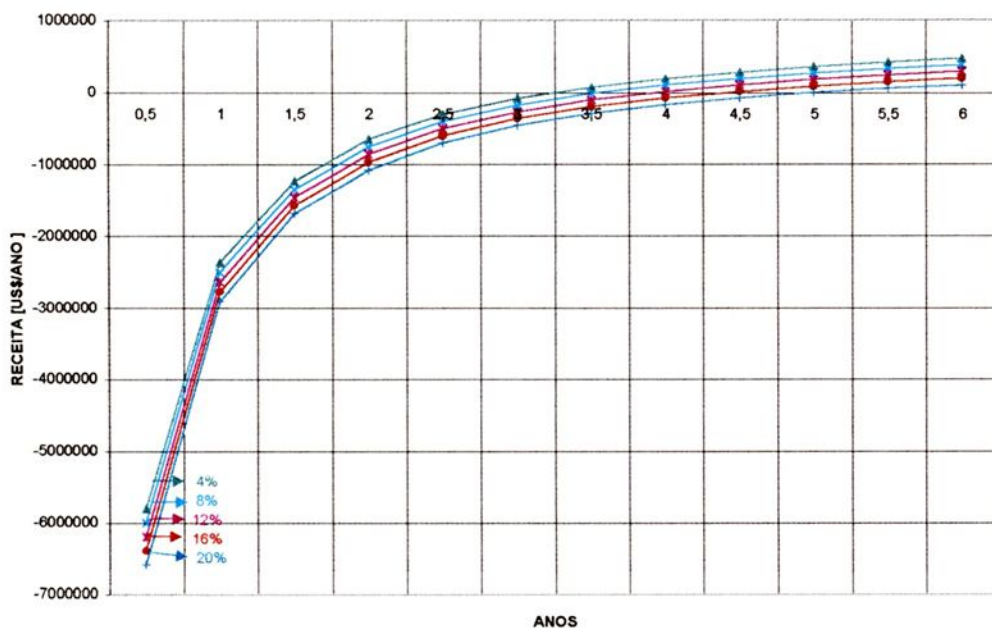


FIGURA A.20- Receita esperada empregando motor 1 de combustão interna caso
20% - 7200 horas

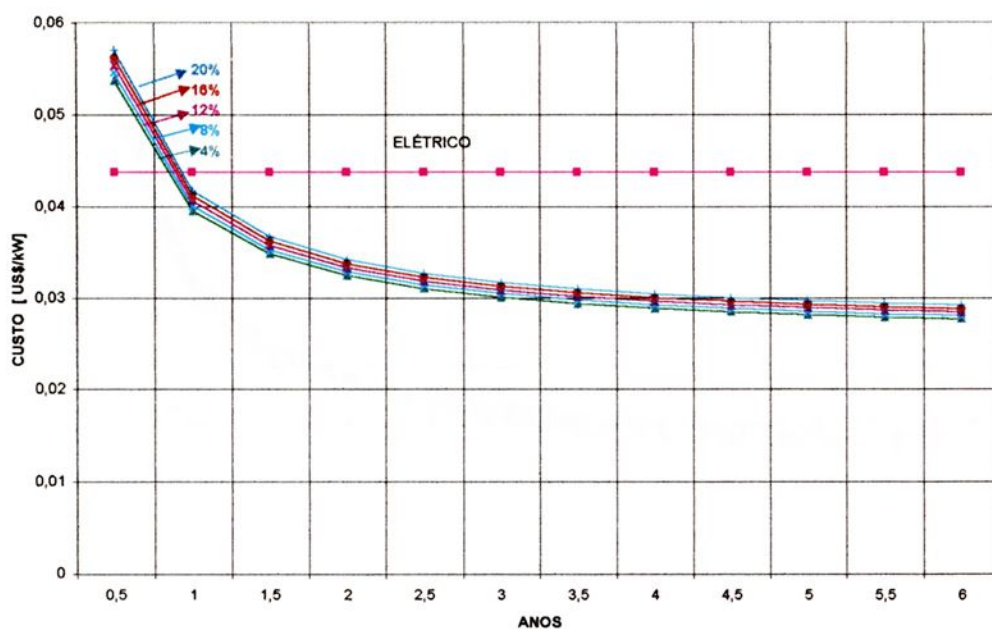


FIGURA A.21 - Custo do aquecimento empregando motor 3 de combustão interna - caso 20% - 7200 horas

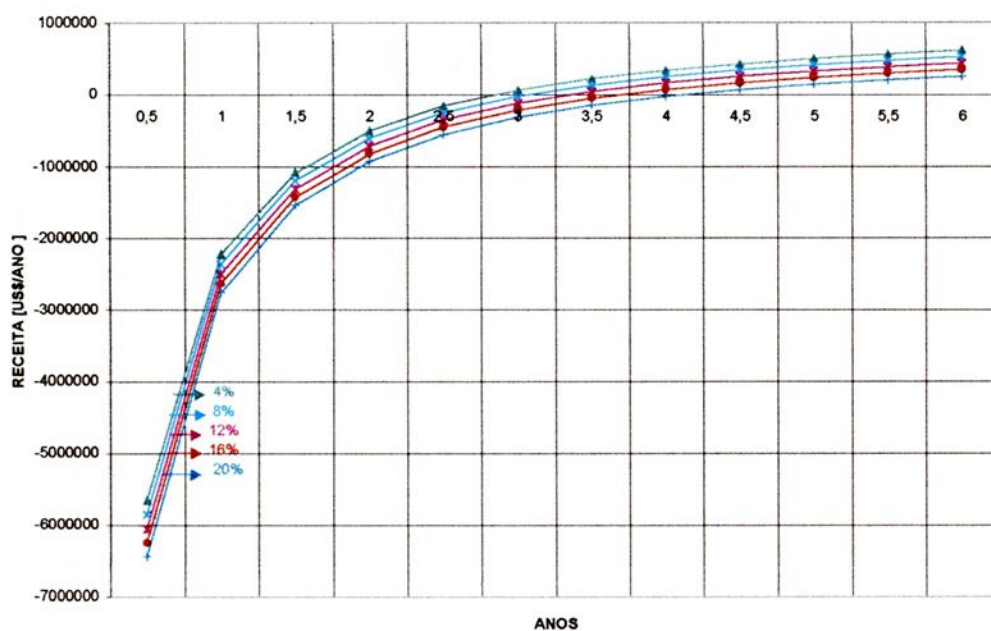


FIGURA A.22 - Receita esperada empregando motor 3 de combustão interna - caso 20% - 7200 horas

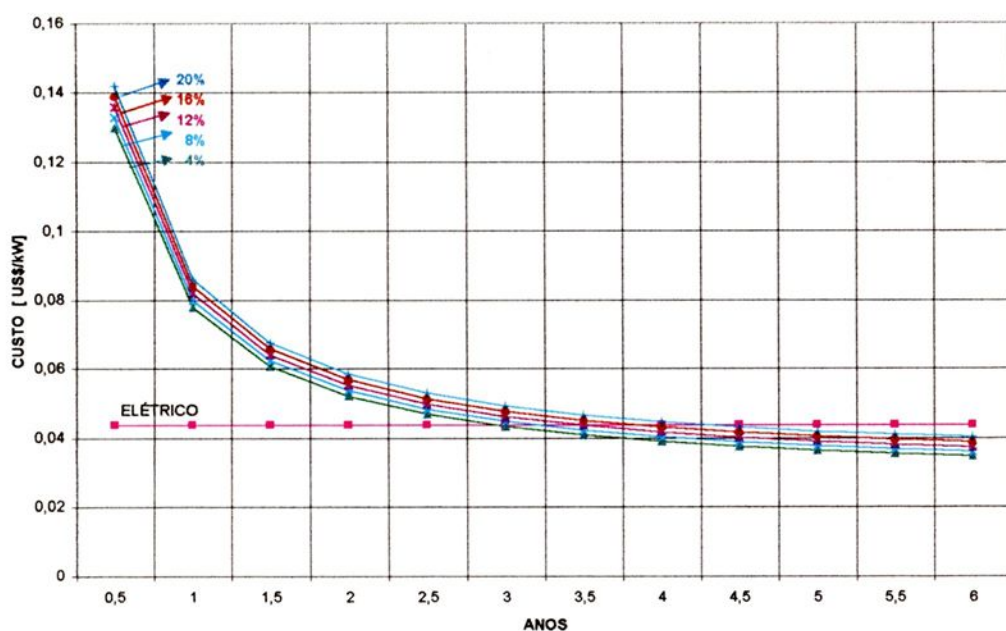


FIGURA A.23 - Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 5% - 1940 horas

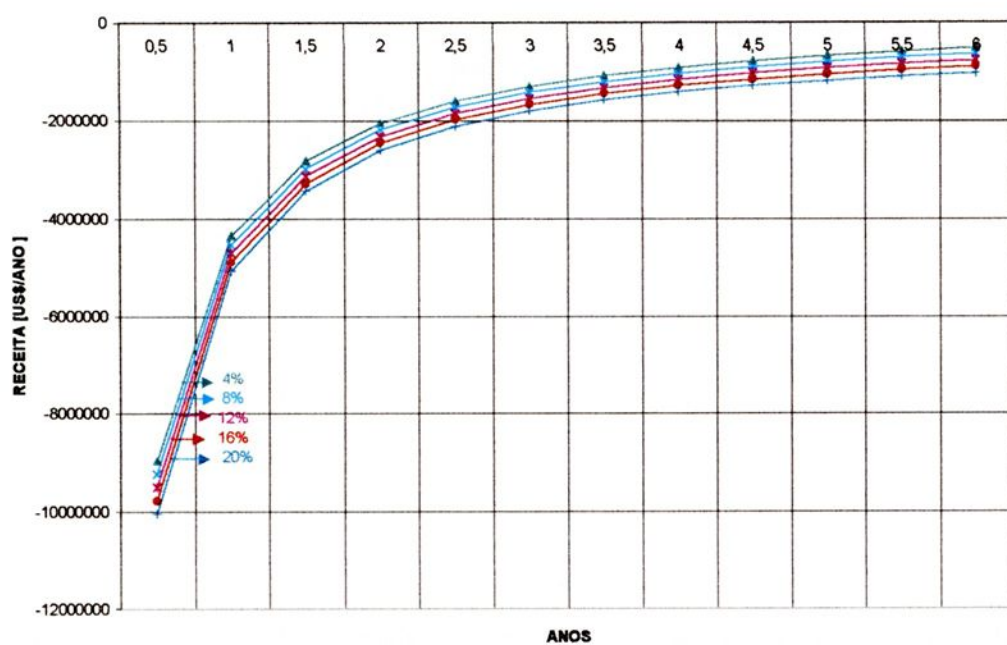


FIGURA A.24 - Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 5% - 1940 horas

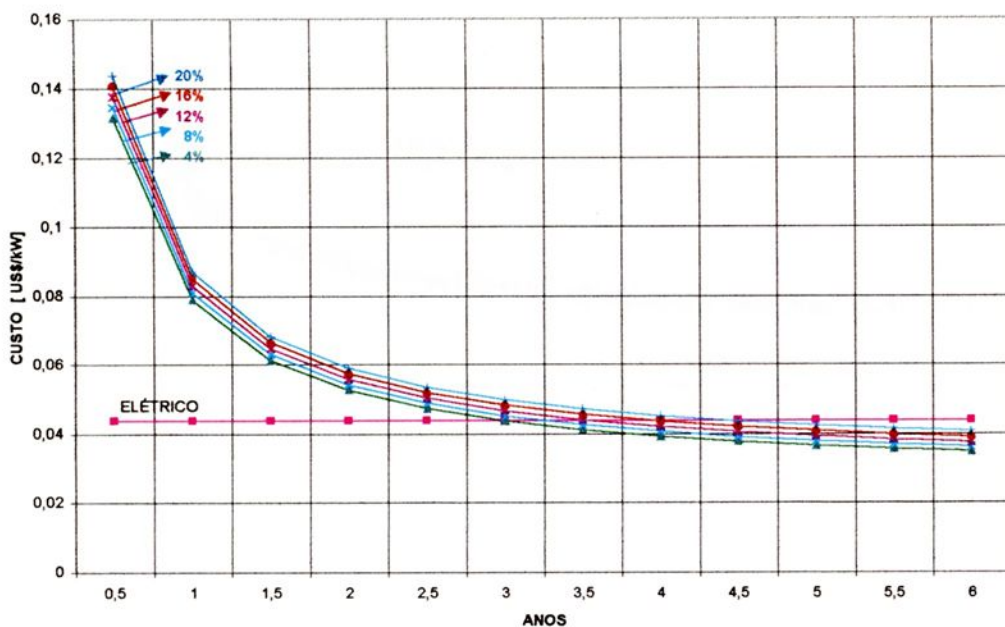


FIGURA A.25- Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 20% - 1940 horas

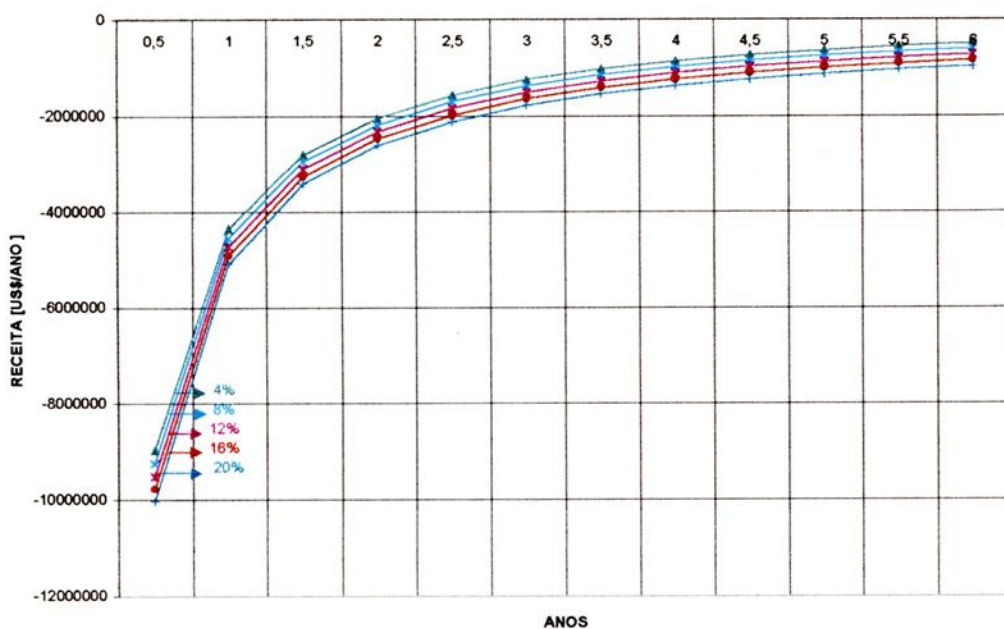


FIGURA A.26 - Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 20% - 1940 horas

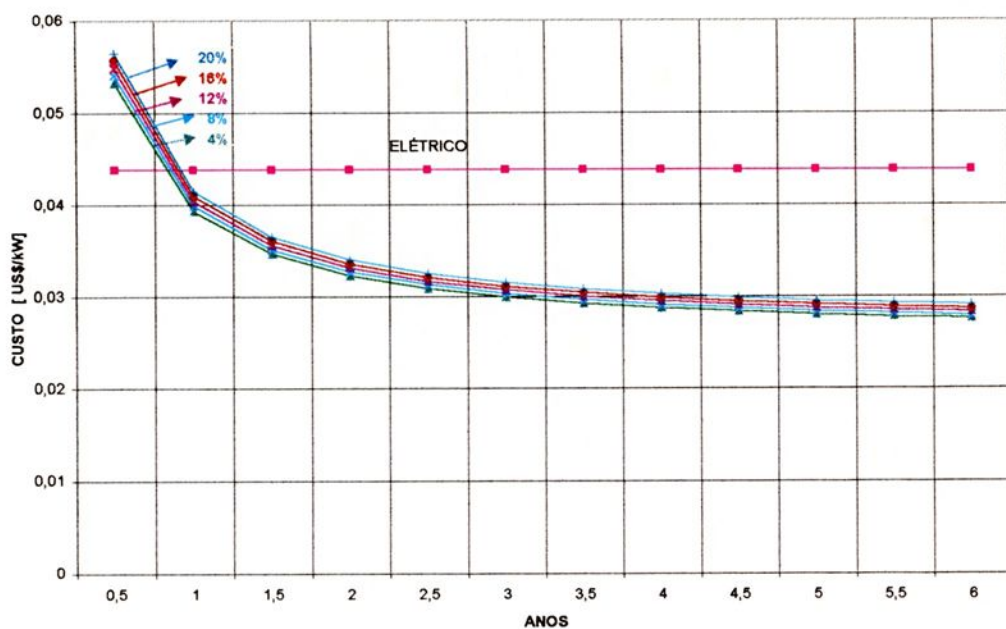


FIGURA A.27 - Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 5% - 7200 horas

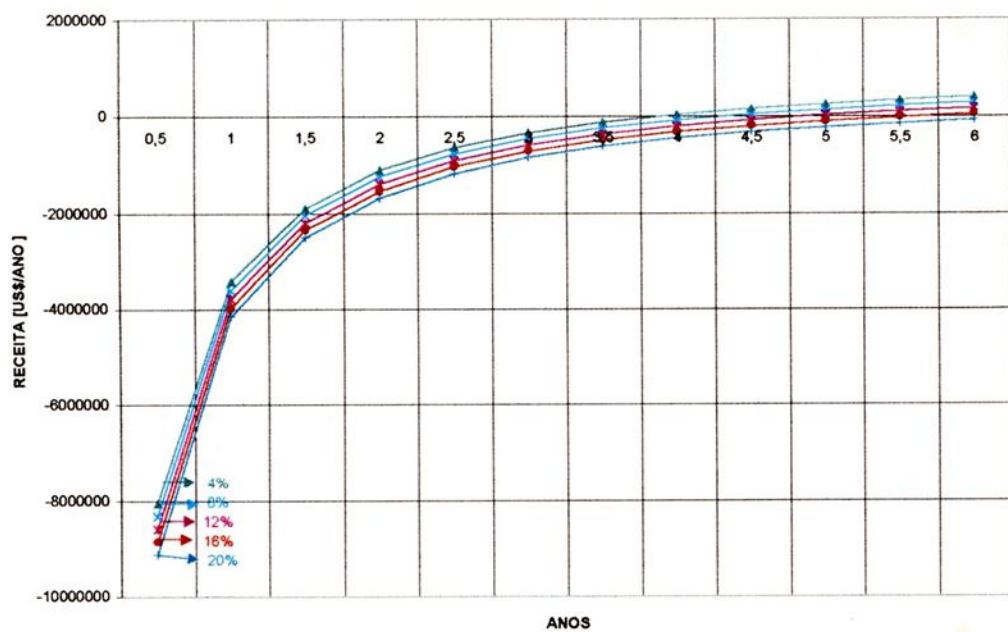


FIGURA A.28 - Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 5% - 7200 horas

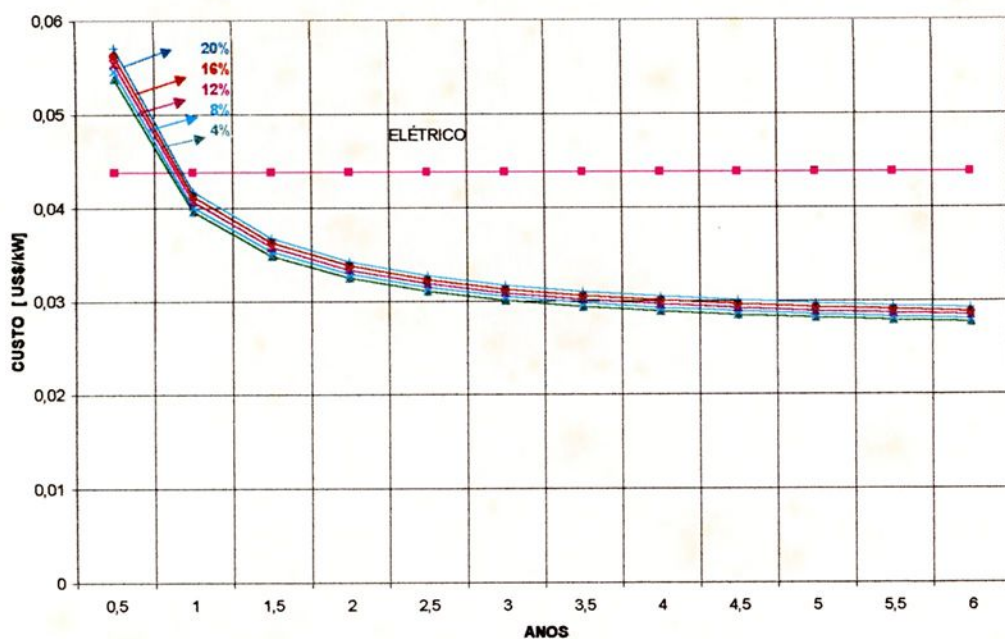


FIGURA A.29 - Custo do aquecimento empregando turbina a gás 7 - caso 20% - 7200 horas

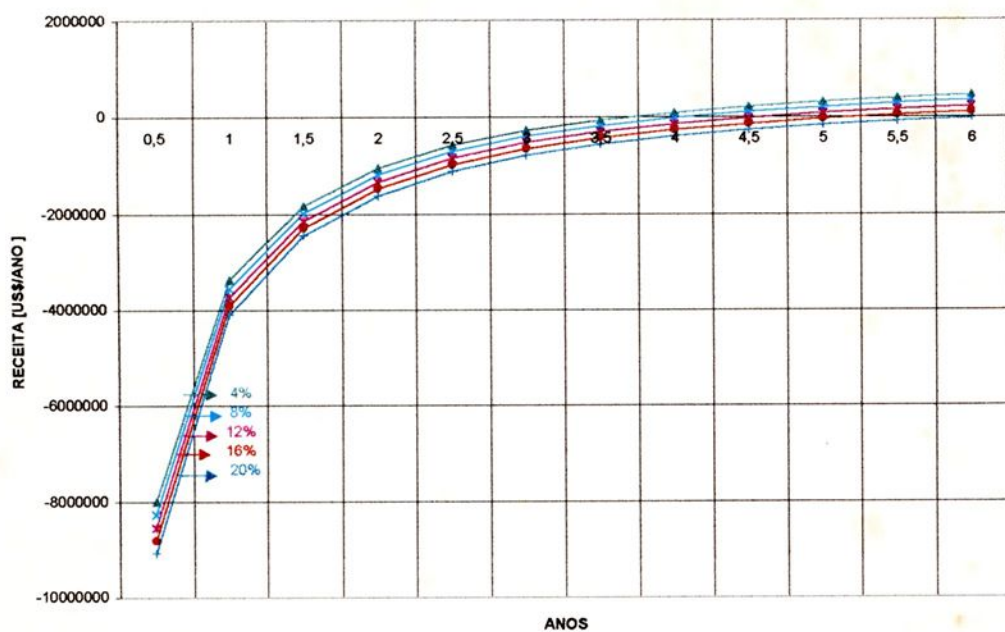


FIGURA A.30 - Receita esperada empregando turbina a gás 7 - caso 20% - 7200 horas

