



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

ESCOLA DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM

ENGENHARIA MECÂNICA

**“GLENDON SIDERÚRGICO: ANÁLISE TERMODINÂMICA E
MODELAGEM MATEMÁTICA SIMPLIFICADA”**

CHARLES SÓSTENES ASSUNÇÃO

Belo Horizonte, 01 de setembro de 2006

Charles Sóstenes Assunção

**“GLENDON SIDERÚRGICO: ANÁLISE TERMODINÂMICA E
MODELAGEM MATEMÁTICA SIMPLIFICADA”**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos à obtenção do título de **“Mestre em Engenharia Mecânica”**, na área de concentração de **“Calor e Fluidos”**.

Belo horizonte
Escola de Engenharia da UFMG
2006



Universidade Federal de Minas Gerais
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3499-5140 - Fax.: +55 31 3443-3783

www.demec.ufmg.br - E-mail: secret@demec.ufmg.br

**“GLENDON SIDERÚRGICO: ANÁLISE TERMODINÂMICA E
MODELAGEM MATEMÁTICA SIMPLIFICADA”**

CHARLES SÓSTENES ASSUNÇÃO

Dissertação apresentada e avaliada em 01 de setembro de 2006, pela Banca Examinadora,
do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais.

À minha esposa, minha vida.

AGRADECIMENTOS

Ao soberano Deus, pelo dom da vida e por Seu cuidado.

Aos meus pais, o início de tudo.

À Débora, pois quando precisei esteve presente.

À Raquel, pelo amor, companhia e paciência.

Aos Professores Geraldo Augusto Campolina França e Roberto Márcio de Andrade, pela simpatia e satisfação em ensinar.

Ao Sr. Ronaldo Teixeira Rodrigues, pelo apoio e desprendimento.

Ao Sr. Luiz Oliveira, pela ajuda na busca de um objeto de estudo.

Meus sinceros agradecimentos

“Tudo tem seu tempo determinado, e há tempo para todo propósito debaixo do céu: há tempo de nascer e tempo de morrer; tempo de plantar e tempo de arrancar o que se plantou; tempo de matar e tempo de curar; tempo de derribar e tempo de edificar; tempo de chorar e tempo de rir; tempo de prantear e tempo de saltar de alegria; tempo de espalhar pedras e tempo de ajuntar pedras, tempo de abraçar e tempo de afastar-se de abraçar; tempo de buscar e tempo de perder; tempo de guardar e tempo de deitar fora; tempo de rasgar e tempo de coser; tempo de estar calado e tempo de falar; tempo de amar e tempo de aborrecer; tempo de guerra e tempo de paz.”

Ec 3:1-8

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	8
LISTA DE GRÁFICOS.....	11
LISTA DE TABELAS.....	12
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	13
NOMENCLATURA.....	14
RESUMO.....	17
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	18
CAPÍTULO 2 - DESCRIÇÃO DOS GLENDONS.....	24
CAPÍTULO 3 - EQUAÇÕES BÁSICAS PARA ANÁLISE TÉRMICA.....	26
3.1 Simplificações adotadas.....	26
3.2 Equações para o balanço de massa.....	27
3.2.1 Balanço de massa na câmara de combustão.....	28
3.2.2 Balanço de massa no ar de sopro.....	29
3.3 Equações para o balanço de energia.....	30
3.3.1 Balanço de energia na câmara de combustão.....	31
3.3.2 Balanço de energia no ar de sopro.....	32
3.3.3 Cálculo das perdas de energia pelas paredes e teto.....	33
3.3.4 Cálculo da energia dos gases da combustão na chaminé.....	36
3.3.5 Equação geral para o balanço de energia no Glendon.....	37
3.4 Cálculo da eficiência energética do Glendon.....	37
3.5 Equações para a avaliação do Glendon como um trocador de calor.....	38
3.5.1 Efeito do isolamento térmico da tubulação de entrada.....	39
CAPÍTULO 4 – MODELO MATEMÁTICO INTEGRAL DO GLENDON.....	44
4.1 Balanço de energia no sub-volume de controle dos gases da combustão.....	50
4.2 Equação da transferência de energia para o feixe de tubos.....	50
4.2.1 Cálculo do coeficiente de convecção.....	51
4.2.2 Cálculo do coeficiente de radiação.....	56
4.2.2.1 Emissividade dos gases da combustão.....	56

4.3 Cálculo da perda de energia em cada volume de controle.....	60
CAPÍTULO 5 – SISTEMA DE MEDIÇÃO E ANÁLISE DE INCERTEZA.....	62
5.1 Equações para correção dos desvios na medição de temperatura.....	64
CAPÍTULO 6 – RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	66
6.1 Medições realizadas.....	66
6.2 Resultados do balanço energético.....	67
6.3 Avaliação do Glendon como um trocador de calor.....	70
6.4 Modelo matemático integral do Glendon.....	72
CAPÍTULO 7 – CONCLUSÃO.....	78
ABSTRACT.....	80
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	81
APÊNDICE 1 – COMPOSIÇÃO DOS GASES E CÁLCULO DE EMISSIVIDADE.....	83
APÊNDICE 2 – INSTRUMENTAÇÃO E ANÁLISE DE INCERTEZA.....	84
APÊNDICE 3 – PROGRAMAS DE CÁLCULO.....	92

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Consumo específico de insumos na produção de ferro gusa nos Altos-Fornos da V&M do Brasil	19
FIGURA 1.2 - Trajetória da tubulação de ar desde o turbo compressor até os Glendons....	19
FIGURA 1.3 - Esquema do sistema de aquecimento de ar de sopro com Glendons.....	20
FIGURA 1.4 - Custos de produção de ferro gusa. Valores médios para o período entre janeiro e abril de 2006.....	21
FIGURA 1.5 - Efeito do enriquecimento do ar de combustão com oxigênio na temperatura de chama de combustão.....	21
FIGURA 1.6 - Relação da temperatura de chama com a temperatura do ar de sopro.....	22
FIGURA 2.1 - Vista do corte transversal do Glendon.....	25
FIGURA 3.1 - Balanço de massa na câmara de combustão.....	29
FIGURA 3.2 - Balanço de massa no ar de sopro.....	30
FIGURA 3.3 - Balanço de energia na câmara de combustão.....	32
FIGURA 3.4 - Balanço de energia no ar de sopro.....	33
FIGURA 3.5 - Mapeamento das temperaturas nas paredes do Glendon.....	34
FIGURA 3.6 - Mapeamento das temperaturas no teto do Glendon.....	35

FIGURA 3.7 - Circuito analógico da troca térmica entre o ar de sopro e o ambiente.....	40
FIGURA 4.1 - Divisão dos volumes de controle.....	44
FIGURA 4.2 - Configuração real das serpentinas.....	46
FIGURA 4.3 - Configuração simplificada do feixe de tubos.....	46
FIGURA 4.4 - Distância entre feixe de tubos adjacentes.....	47
FIGURA 4.5 - Circuito analógico da troca térmica entre os gases da combustão e serpentinas e o ar de sopro.....	47
FIGURA 4.6 - Representação dos volumes de controle.....	48
FIGURA 4.7 - Pontos de medição da temperatura dos gases da combustão.....	49
FIGURA 4.8 - Variação do Número de Nusselt em relação ao ângulo de estagnação num escoamento sobre cilindro.....	52
FIGURA 4.9 - Comparação de diversas pesquisas da variação do Número de Nusselt em função do Número de Reynolds.....	53
FIGURA 4.10 - Planta do modelo do feixe de tubos paralelos.....	54
FIGURA 4.11 - Corte simplificado da seção transversal do Glendon.....	55
FIGURA 4.12 - Emissividade do H ₂ O misturado com outros gases que não irradiam.....	58
FIGURA 4.13 - Emissividade do CO ₂ misturado com outros gases que não irradiam.....	58

FIGURA 4.14 - Termo de correção associado à mistura de H ₂ O e CO ₂	60
FIGURA 5.1 - Instrumentação dos Glendons.....	63
FIGURA 6.1 - Tela do EES [®] para cálculo da eficiência do Glendon.....	67
FIGURA 6.2 - Distribuição de energia no Glendon.....	69
FIGURA A 2.1 - Certificado de calibração do termopar 1 da câmara de combustão.....	89
FIGURA A 2.2 - Certificado de calibração do termopar 2 da câmara de combustão.....	90
FIGURA A 2.3 - Certificado de calibração do termopar 1 do ar de sopro na entrada do Glendon.....	91

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 6.1 - Perfil da perda de energia pelas paredes e teto do Glendon.....	69
GRÁFICO 6.2 - Variação da temperatura do ar sopro na entrada nos Glendons em função da espessura e do material do isolamento térmico da tubulação de ar.....	71
GRÁFICO 6.3 - Temperatura do ar de sopro na saída do Glendon em função da temperatura de entrada.....	72
GRÁFICO 6.4 - Temperatura dos gases da combustão e do ar de sopro ao longo do Glendon.....	73
GRÁFICO 6.5 – Distribuição de energia transferida por convecção e por radiação ao longo do Glendon.....	74
GRÁFICO 6.6 - Contribuição da convecção e da radiação em todo Glendon.....	74
GRÁFICO 6.7 - Contribuição da convecção e da radiação nas cinco primeiras posições...	75
GRÁFICO 6.8 – Variação do coeficiente de convecção e da velocidade dos gases da combustão ao longo dos Glendons.....	76
GRÁFICO 6.9 - Variação da temperatura do ar de sopro em função da velocidade média dos gases da combustão no primeiro volume de controle.....	77
GRÁFICO A 2.1 - Perfil de temperatura média das paredes laterais do Glendon.....	84
GRÁFICO A 2.1 - Perfil de temperatura média do teto do Glendon.....	85

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 - Coeficientes de convecção natural para planos.....	35
TABELA 3.2 - Coeficiente de convecção natural para cilindro horizontal.....	41
TABELA 6.1 - Resultados das medições realizadas.....	66
TABELA 6.2 - Valores dos balanços de massa e de energia do Glendon.....	68
TABELA 6.3- Resultados da avaliação do Glendon como um trocador de calor.....	70
TABELA 6.4- Materiais aplicáveis no isolamento térmico de tubulações industriais.....	70
TABELA A 1.1 - Composição química dos fluidos.....	83
TABELA A 1.2 - Parâmetros utilizados no cálculo da emissividade dos gases da combustão.....	83
TABELA A 2.1 - Características dos instrumentos de medição do Glendon.....	84
TABELA A 2.2 - Valores medidos pela instrumentação do Glendon 2.....	85
TABELA A 2.3 - Análise de incerteza da temperatura do ar de saída.....	86
TABELA A 2.4 - Análise de incerteza da temperatura do ar de entrada.....	86
TABELA A 2.5 - Análise de incerteza da temperatura da câmara de combustão.....	86
TABELA A 2.6 - Análise de incerteza da temperatura da chaminé.....	87

TABELA A 2.7 - Análise de incerteza da temperatura da zona 1.....	87
TABELA A 2.8 - Análise de incerteza da temperatura da zona 2.....	87
TABELA A 2.9 - Análise de incerteza da temperatura da zona 3.....	88
TABELA A 2.10 - Análise de incerteza da vazão volumétrica do ar de combustão.....	88
TABELA A 2.11 - Análise de incerteza da vazão volumétrica do GAF.....	88
TABELA A 2.12 - Análise de incerteza da vazão volumétrica na entrada.....	88

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
EES [®]	Engineering Equation Solver
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
V&M	Vallourec & Mannesmann

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	área [m ²]
C	perímetro da seção transversal da aleta [m]
C_1	constante [adimensional]
C_2	constante [adimensional]
c	calor específico à pressão constante [kJ/kg K]
D	diâmetro [m]
d	operador matemático diferencial
E	desvio de temperatura [K]
Gr	número de Grashoff [adimensional]
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
h	coeficiente de convecção [W/(m ² .K)], entalpia [kJ/kg]
\bar{h}^0	entalpia de formação [kJ/kg]
k	coeficiente de condutividade térmica [W/m ² .K], fator de abrangência [adimensional]
L	profundidade de inserção do termopar [m], comprimento característico [m], espessura isolante [m], raio do hemisfério gasoso considerado [ft]
Le	comprimento efetivo [m]
M	massa molar [kg/kmol]
m	constante [adimensional]
\dot{m}	fluxo de massa [kg/s]
n	fração molar [adimensional]
\dot{N}	vazão molar [kmol/s]
Nu	número de Nusselt [adimensional]
p	pressão [atm]
Pr	número de Prandtl [adimensional]
\dot{Q}	taxa de transferência de calor [kW]
Re	número de Reynolds [adimensional]

S_T	distância entre tubos [m]
t	tempo
T	temperatura [K]
u_c	incerteza padrão combinada
U	incerteza expandida
V	velocidade [m/s], volume [m ³]
\dot{V}	vazão volumétrica [m ³ /s]
\dot{W}	taxa de energia em forma de trabalho [kW]
z	elevação[m]

Letras Gregas

α	difusividade térmica [m ² /s]
β	inverso da temperatura absoluta [1/K]
Δ	diferença
ε	efetividade, emissividade
μ	viscosidade [kg/s.m]
Σ	somatório
ν	viscosidade cinemática [m ² /s]
ρ	massa específica [kg/m ³]
η	eficiência
σ	constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² k ⁴]

Índices inferiores

ac	ar de combustão
amb	ambiente
ar	ar de sopro
at	ar de sopro total
cb	câmara de combustão
ch	chaminé
$cond$	condução

<i>conv</i>	convecção
<i>e</i>	entrada
<i>f</i>	fluido, frio
<i>gc</i>	gases da combustão
<i>GAF</i>	gás de alto-forno
<i>I</i>	isolante térmico
<i>i</i>	posição do volume de controle
<i>isolamento</i>	isolante térmico
<i>máx</i>	máxima
<i>mín</i>	mínimo
<i>mc</i>	massa de controle
<i>P</i>	produto
<i>p</i>	parede onde está fixo o termopar
<i>parede</i>	parede lateral do Glendon
<i>perda</i>	energia perdida [kW]
<i>q</i>	quente
<i>R</i>	reagente
<i>rad</i>	radiação
<i>real</i>	condição real
<i>s</i>	saída, superfície
<i>t</i>	feixe de tubos, tubulação
<i>teto</i>	teto do Glendon
<i>trans</i>	transversal
<i>vc</i>	volume de controle
<i>vol</i>	volumétrica
<i>x</i>	distância [m]
95%	intervalo de confiança
∞	condição ambiente

RESUMO

O Glendon Siderúrgico é um equipamento que tem como propósito aquecer o ar que é injetado no interior do alto-forno a temperaturas requeridas pelo processo de redução do minério de ferro. O alto-forno 2 da V&M do Brasil possui um sistema de aquecimento de ar de sopro composto de três Glendons. Neste trabalho foi realizada uma análise termodinâmica do Glendon 2 e desenvolvido um modelo matemático simplificado que simula o comportamento térmico do Glendon. A partir da análise termodinâmica, a eficiência energética e a efetividade do Glendon como um trocador de calor foram calculadas, sendo iguais a 58% e 71%, respectivamente. Foi simulado o isolamento térmico da tubulação de entrada dos Glendons utilizando quatro materiais em diversas espessuras, sendo que para uma camada de fibra cerâmica de 0,1016 m (4") a perda térmica na tubulação de entrada do Glendon seria reduzida dos atuais 50°C para 1,5°C. Este aumento de temperatura do ar de sopro na entrada do Glendon significa um aumento de temperatura de 14 °C na saída do Glendon. O modelo matemático foi desenvolvido a partir da divisão da zona de troca térmica do Glendon em 36 volumes de controle isotérmicos. Nestes volumes de controle foram aplicadas as equações de balanço de energia e de transferência de calor. O modelo matemático mostrou que de toda a energia trocada entre os gases da combustão e o ar de sopro, 11% é trocada por radiação, sendo que destes, 56% é trocada nos cinco primeiros volumes de controle. Por outro lado, 89% de toda energia é trocada por convecção, e a convecção está presente mais significativamente ao longo de todo o Glendon. Devido à importância da transferência por convecção no Glendon, foi simulado um aumento da velocidade dos gases da combustão no primeiro volume de controle. O aumento de 10% na velocidade dos gases da combustão gera um acréscimo de 18°C na temperatura do ar de sopro na saída do Glendon, o que sugere que o aumento da transferência de calor por convecção é uma alternativa viável para o aumento da eficiência energética do Glendon.

Palavras-chave: eficiência energética, efetividade, trocador de calor, convecção.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A V&M do Brasil, situada em Belo Horizonte, tem produção anual de aço em torno de 670 mil toneladas. Seus principais produtos são tubos de aço sem costura, especialmente voltados para o uso industrial (tubos de condução de gás, óleo, água; tubos para caldeiras, trocadores de calor, superaquecedores), para a indústria petrolífera (tubos de produção e revestimento de poços), e para a indústria automotiva (rolamentos, eixos, sistemas de freio, injeção diesel, suspensão).

Para a obtenção do ferro gusa, matéria-prima na produção do aço, a V&M do Brasil possui dois altos-fornos a carvão vegetal, que juntos são capazes de produzir 1900 toneladas por dia.

O alto-forno é um equipamento metalúrgico onde se processa a redução dos óxidos de ferro e a fusão da carga. O princípio de funcionamento se baseia em dois fluxos em contra corrente: de cima para baixo o fluxo de carvão e minério de ferro, e de baixo para cima o fluxo dos gases da combustão. O ar quente injetado na parte inferior do alto-forno é chamado de ar de sopro. O oxigênio presente no ar de sopro reage com o carvão formando monóxido de carbono, que ascende no alto-forno reduzindo o óxido de ferro presente no minério, separando-o dos elementos com os quais estava combinado. O gás efluente do topo do alto-forno ainda contém monóxido de carbono e outros gases combustíveis (NOTAS DE AULA PARA O CURSO DE INTRODUÇÃO EM ENGENHARIA METALÚRGICA, 2006).

O processo de redução do minério de ferro é consumidor intensivo de ar. Para cada tonelada de ferro produzida em altos-fornos a coque, são consumidas cerca de 2 toneladas de minério, 1 tonelada de carvão mineral e 4 toneladas de ar (FERRO E AÇOS I, 2005). Nenhuma referência externa para altos-fornos a carvão vegetal foi encontrada, contudo a FIG 1.1 mostra que, apesar de bem menor do que o consumo de ar dos altos-fornos a coque, o consumo específico de ar dos altos-fornos da V&M do Brasil é significativo.

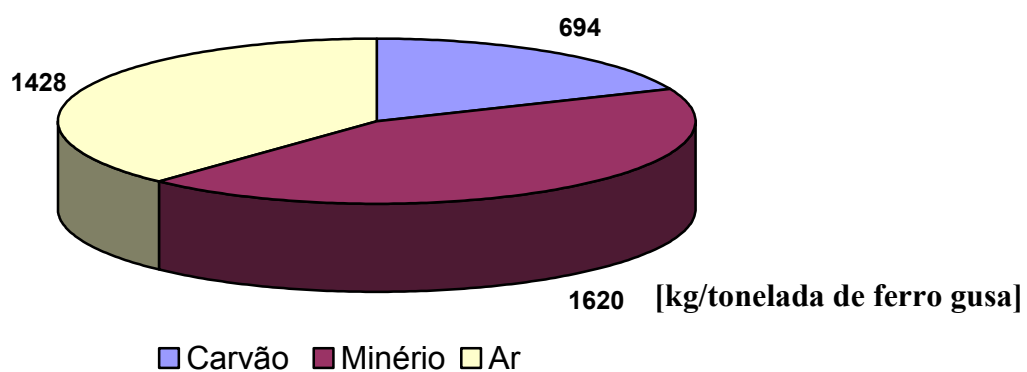


FIGURA 1.1 - Consumo específico de insumos na produção de ferro gusa nos altos-fornos da V&M do Brasil

FONTE - RELATÓRIO DE PRODUÇÃO – GERÊNCIA DOS ALTOS-FORNOS DA V&M DO BRASIL, 2006

O ar soprado no alto-forno 2 da V&M do Brasil é comprimido por um turbo compressor e conduzido por uma tubulação de 350 metros de extensão até três trocadores de calor do tipo Glendon, onde é aquecido, conforme FIG 1.2.

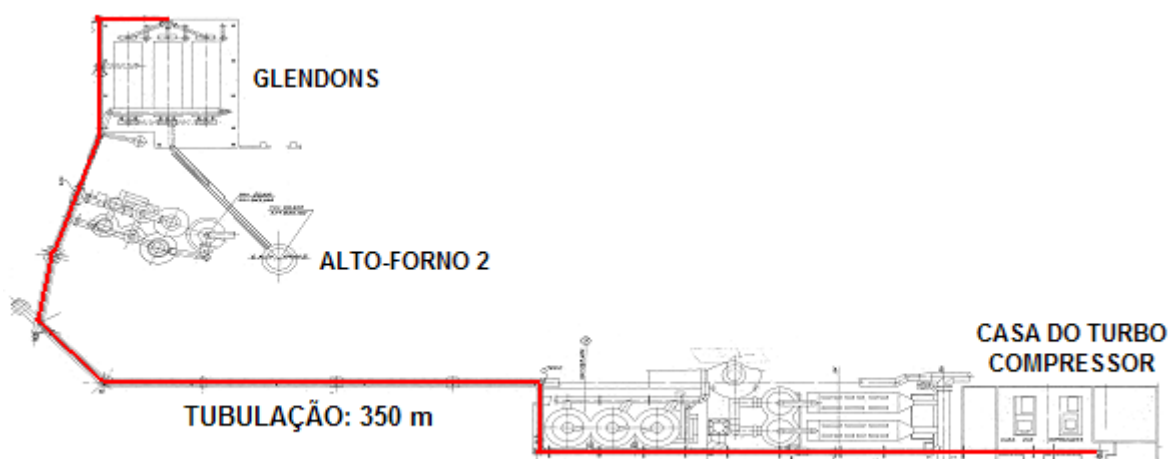


FIGURA 1.2 – Trajetória da tubulação de ar desde o turbo compressor até os Glendons

Os Glendons possuem um regime de trabalho contínuo e consistem em câmaras de paredes refratárias, onde ocorre a combustão do gás efluente do topo do alto-forno. O calor gerado pela combustão aquece o ar que passa em tubos de aço, chamados de serpentinhas. O ar quente é então conduzido ao anel de vento e injetado no alto-forno através das ventaneiras. No interior do alto-forno, o ar quente injetado reage com o carvão produzindo uma chama contínua na região das ventaneiras, conforme FIG 1.3.

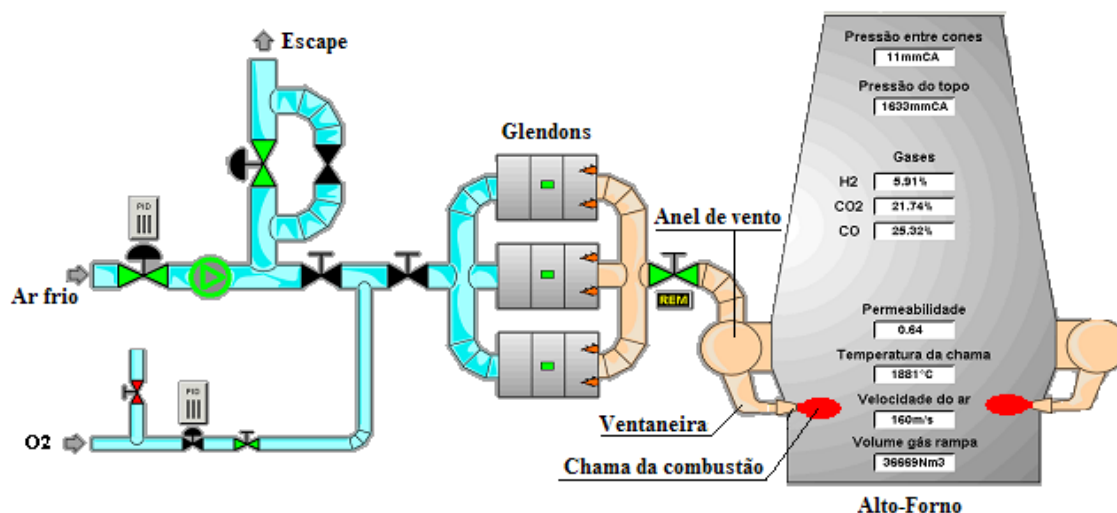


FIGURA 1.3 - Esquema do sistema de aquecimento de ar de sopro com Glendons

No processo dos altos-fornos, quanto maior a temperatura de chama mais fácil é a injeção de combustíveis auxiliares, como finos de carvão, maior a produtividade e menores são os consumos específicos de ar de sopro e de carvão vegetal. O custo do carvão vegetal representa a maior parte dos custos totais de insumos na produção do ferro gusa nos altos-fornos da V&M do Brasil, conforme a FIG 1.4. Assim, os valores máximos possíveis de temperatura de chama são sempre objetivados na operação de altos-fornos.

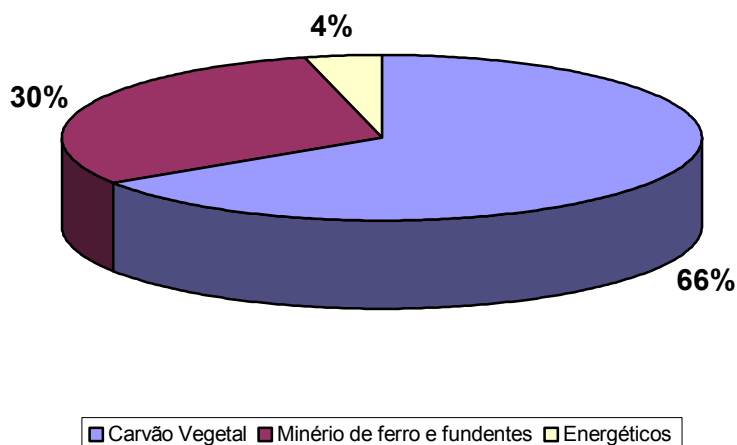


FIGURA 1.4 - Custos de produção de ferro gusa. Valores médios para o período entre janeiro e abril de 2006

FONTE - RELATÓRIO DE CUSTOS DA CONTROLADORIA DA SUPERINTENDÊNCIA SIDERÚRGICA DA V&M DO BRASIL, 2006

A temperatura de chama em um processo de combustão é diretamente proporcional a pelo menos duas variáveis, a concentração de oxigênio no ar de combustão e a temperatura do ar de combustão. No caso de altos-fornos, o ar de combustão é o ar de sopro aquecido. As FIGS 1.5 e 1.6 mostram a temperatura de chama em função da concentração de oxigênio e da temperatura do ar de combustão, respectivamente.

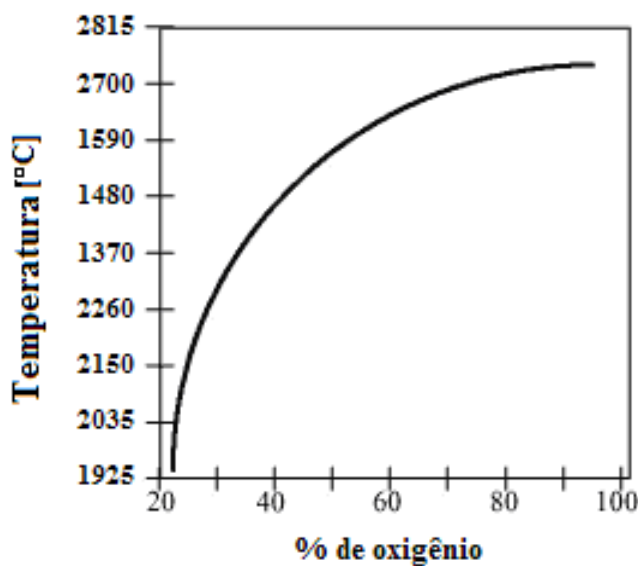


FIGURA 1.5 - Efeito do enriquecimento do ar de combustão com oxigênio na temperatura de chama de combustão

FONTE - GASIN, 2006

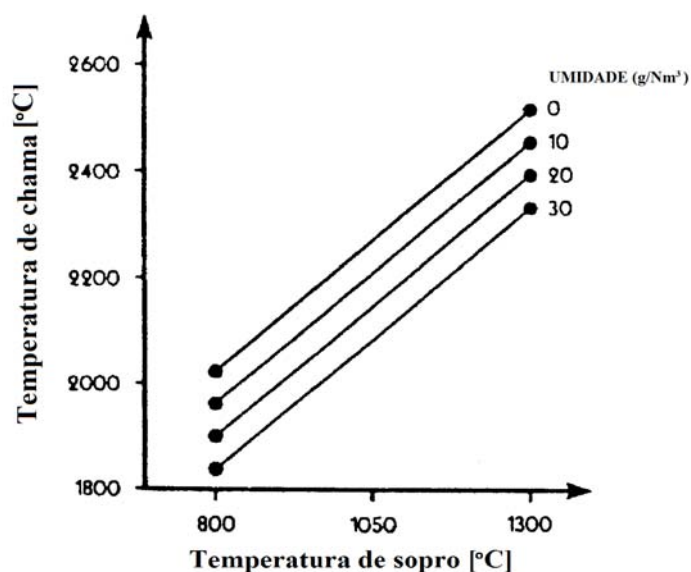


FIGURA 1.6 - Relação da temperatura de chama com a temperatura do ar de sopro

FONTE - CASTRO, 2005.

Quanto maior for a concentração de oxigênio no ar de sopro, maior será a temperatura de chama. Contudo, o enriquecimento do ar de sopro com oxigênio é uma prática indesejável, pois implica no aumento dos custos de produção.

Por outro lado, a temperatura de chama no alto-forno pode ser elevada a partir do aumento da temperatura do ar de sopro. Atualmente, o ar de sopro do alto-forno 2 é enriquecido com oxigênio em 3% do seu volume, pois a troca de energia nos Glendons não é suficiente para elevar a temperatura do ar de sopro a valores requeridos pelo processo.

Assim, para que o desempenho térmico dos Glendons seja otimizado, é necessário conhecer os fluxos de energia e os mecanismos de transferência de calor no seu interior. Para cumprir este objetivo, neste trabalho foi feita uma análise termodinâmica e desenvolvido um modelo matemático que descreve o comportamento térmico dos Glendons da V&M do Brasil. As etapas listadas abaixo foram realizadas no Glendon 2 e as conclusões foram estendidas aos Glendons 1 e 3:

- Elaboração dos balanços de massa e de energia;
- Determinação da eficiência energética do Glendon;

- Análise do Glendon como trocador de calor e determinação da sua efetividade;
- Verificação do efeito do isolamento térmico da tubulação de entrada sobre a temperatura do ar na saída do Glendon;
- Modelagem matemática do comportamento térmico do Glendon;

Este trabalho está organizado nos seguintes capítulos:

- No CAPÍTULO 2 é feita a descrição do funcionamento do Glendon e de seus componentes;
- No CAPÍTULO 3 são apresentadas as equações utilizadas para a análise térmica do Glendon, bem como as simplificações adotadas;
- No CAPÍTULO 4 é desenvolvido o modelo matemático simplificado do comportamento térmico dos Glendon;
- No CAPÍTULO 5 o sistema de medição é descrito juntamente com o procedimento de análise de incerteza das variáveis medidas;
- No CAPÍTULO 6 são apresentados e discutidos os resultados da análise térmica e o modelo matemático desenvolvido;
- No CAPÍTULO 7 são apresentadas as conclusões e feitas algumas sugestões para etapas futuras.

CAPÍTULO 2

DESCRIÇÃO DOS GLENDONS

O Glendon possui um conjunto de 16 serpentinas tubulares metálicas. No interior destas serpentinas circula o ar de sopro pressurizado que é aquecido pelos gases gerados pela combustão do gás de alto-forno na câmara, FIG 2.1.

Os queimadores de gás operam com ar insuflado por um ventilador de ar de combustão. Os gases da combustão são lançados na atmosfera através de uma chaminé de tiragem natural, dotada no topo de uma tampa regulável manualmente.

A pressão manométrica na câmara de combustão varia entre -11,0 Pa e -3,5 Pa, sendo controlada pela quantidade de gás de alto-forno, bem como pela regulagem da tampa da chaminé e das janelas de inspeção da câmara de combustão.

O Glendon foi dimensionado para obtenção de temperatura de até 865°C no coletor de ar quente instalado na saída do equipamento, a uma vazão máxima de 10000 Nm³/h de ar de sopro.

As paredes e a soleira são constituídas de tijolos refratários e isolantes. O teto metálico removível é isolado com módulos de fibra cerâmica na região da câmara de combustão. As demais regiões do teto são isoladas com tijolos refratários e com uma camada de concreto isolante.

A operação do Glendon consiste em manter a temperatura do ar de sopro constante, ao mesmo tempo em que as temperaturas nas câmaras internas permanecem nas faixas de controle com valor máximo de 1050°C, para proteção dos tubos das serpentinas.

Do Glendon, o ar de sopro quente é conduzido até o anel de vento do alto-forno e então distribuído nas ventaneiras (SMS DEMAG LTDA, 2001).

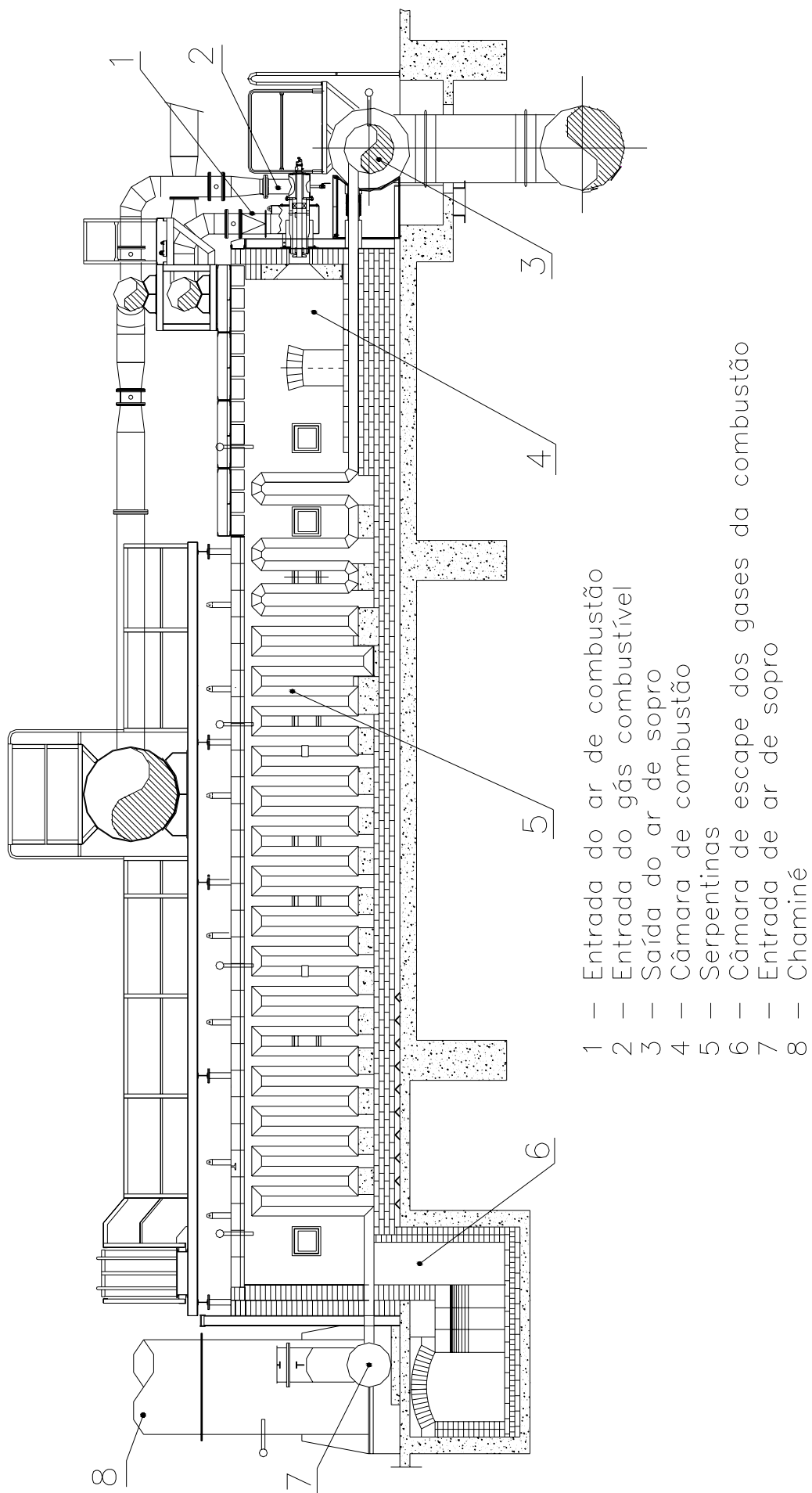


FIGURA 2.1 – Vista do corte transversal do Glendon

CAPÍTULO 3

EQUAÇÕES BÁSICAS PARA A ANÁLISE TÉRMICA

Neste capítulo são apresentadas as equações utilizadas nos balanços de massa e de energia, na determinação da eficiência do Glendon, na análise de trocador de calor e na verificação do efeito do isolamento térmico da tubulação de entrada sobre a temperatura do ar de saída.

3.1 Simplificações adotadas

Neste capítulo, as seguintes simplificações foram adotadas:

- Os escoamentos do ar de sopro e dos gases da combustão estão em regime permanente;
- As variações da energia potencial gravitacional e da energia cinética do ar de sopro e dos gases da combustão serão desprezíveis quando comparadas à variação de entalpia dos fluidos;
- A composição do gás de alto-forno é constante, pois não existe análise química em tempo real;
- A temperatura do ambiente é 25°C;
- As temperaturas do ar de combustão e do gás de alto-forno na entrada do Glendon são iguais à temperatura ambiente;
- A vazão de ar de sopro em cada Glendon é igual a um terço da vazão de ar total do turbo compressor, pois a medição de vazão do ar de sopro é feita antes que o ar seja distribuído para cada Glendon.

- A perda de energia através do piso foi desconsiderada, pois o piso é constituído por uma espessa camada de tijolos refratários e de concreto (aproximadamente 0,6 m).

3.2 Equações para o balanço de massa

Para qualquer volume de controle, o princípio da conservação da massa pode ser expresso como (WARK, 1989):

$$\begin{array}{ccc} \text{Variação líquida de massa} & = & \text{Total de massa que} \\ \text{no interior de um volume} & & \text{entra no volume de} \\ \text{de controle} & & \text{controle} \quad \text{---} \quad \text{Total de massa} \\ & & \text{que sai do volume} \\ & & \text{de controle} \end{array}$$

Essa análise pode ser feita em termos de taxa no tempo, ou seja, a taxa de variação líquida de massa no interior de um volume de controle é igual à diferença entre a taxa total de massa que entra e a taxa total de massa que sai do volume de controle. Esse princípio pode ser expresso matematicamente pela EQ 3.1:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (3.1)$$

Em muitos casos na engenharia, como os Glendons especificamente, os sistemas podem ser idealizados e considerados em regime permanente, significando que todas as propriedades são constantes no tempo. Assim, a taxa de variação de massa no tempo é nula, então:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3.2)$$

O somatório das massas que entram no volume de controle é igual ao somatório das massas que saem.

3.2.1 Balço de massa na câmara de combustão

Na câmara de combustão, as massas que entram e que saem não são substâncias puras. A massa de entrada é a mistura de ar de combustão e de gás de alto-forno, que é constituído por diversas substâncias químicas. A massa de saída é o produto da combustão. A composição química do gás de alto-forno é variável, pois é função do processo de redução do minério de ferro. Contudo, conforme citado nas simplificações, a composição química do gás de alto-forno foi considerada constante e igual àquela fornecida pelo manual dos Glendons, conforme TAB A 1.1 do APÊNDICE 1.

Os valores das vazões mássicas de ar de combustão e de gás de alto-forno foram obtidos com o produto entre as vazões volumétricas medidas em Nm³/s e as massas específicas de cada fluido, ambas nas condições normais de temperatura e pressão (CNTP), conforme as EQS 3.3 e 3.4.

$$\dot{m}_{ac} = \rho_{ac} \cdot \dot{V}_{ac} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{GAF} = \rho_{GAF} \cdot \dot{V}_{GAF} \quad (3.4)$$

$$\rho_{GAF} = \sum n_i \cdot \rho_i \quad (3.5)$$

onde

\dot{m}_{ac} é a vazão mássica do ar de combustão [kg/s]

ρ_{ac} é a massa específica do ar (CNTP) [kg/m³]

\dot{V}_{ac} é a vazão volumétrica do ar de combustão [Nm³/s]

\dot{m}_{GAF} é a vazão mássica do gás de alto-forno [kg/s]

ρ_{GAF} é a massa específica do gás de alto-forno (CNTP) [kg/m³]

\dot{V}_{GAF} é a vazão volumétrica do gás de alto-forno [Nm³/s]

n_i é a fração molar do elemento i [kmol _{i} /kmol_{GAF}]

ρ_i é a massa específica do elemento i [kg/m³]

A vazão mássica dos gases da combustão foi calculada pela EQ 3.6 aplicada ao volume de controle mostrado na FIG 3.1 .

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{ac} + \dot{m}_{GAF} \quad (3.6)$$

onde

\dot{m}_{ac} é a vazão mássica do ar de combustão [kg/s]

\dot{m}_{GAF} é a vazão mássica do gás de alto-forno [kg/s]

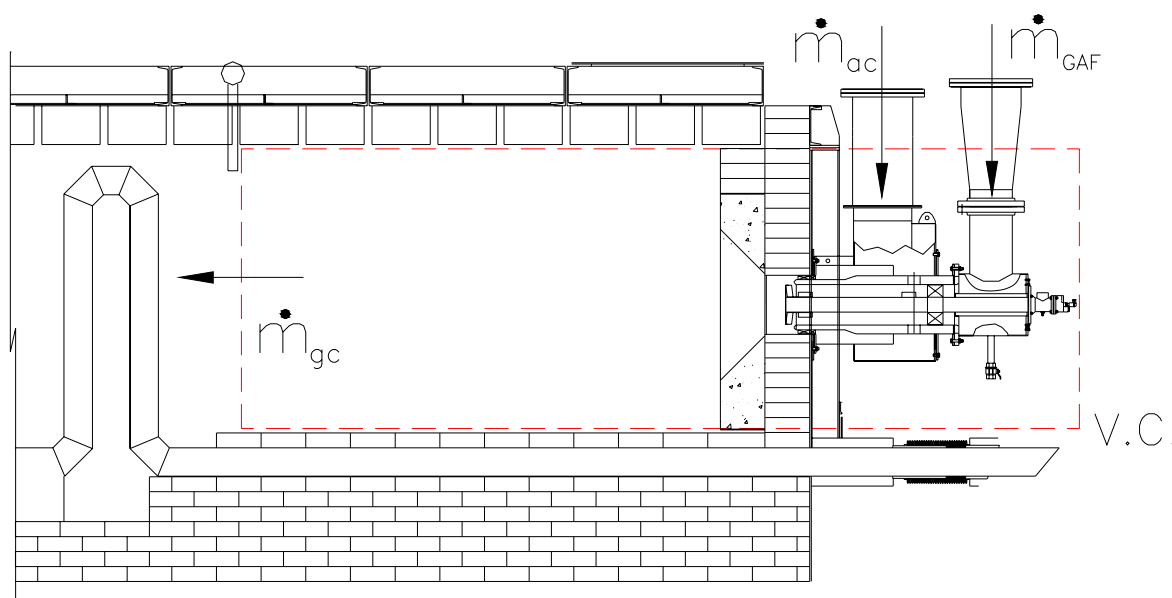


FIGURA 3.1 – Balanço de massa na câmara de combustão

3.2.2 Balanço de massa no ar de sopro

A vazão mássica do ar de sopro também foi obtida com o produto entre a vazão volumétrica medida em Nm^3/s e a massa específica do ar nas condições normais de temperatura e pressão (CNTTP), conforme EQ 3.7.

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot \dot{V}_{ar} \quad (3.7)$$

onde

\dot{m}_{ar} é a vazão mássica do ar de sopra [kg/s]

ρ_{ar} é a massa específica do ar de sopra (CNTP) [kg/m³]

\dot{V}_{ar} é a vazão volumétrica do ar de sopra [Nm³/s]

A vazão mássica do ar de sopra na entrada é igual a vazão mássica na saída do Glendon, conforme a EQ 3.8 e a FIG 3.2.

$$\dot{m}_{ar_e} = \dot{m}_{ar_s} \quad (3.8)$$

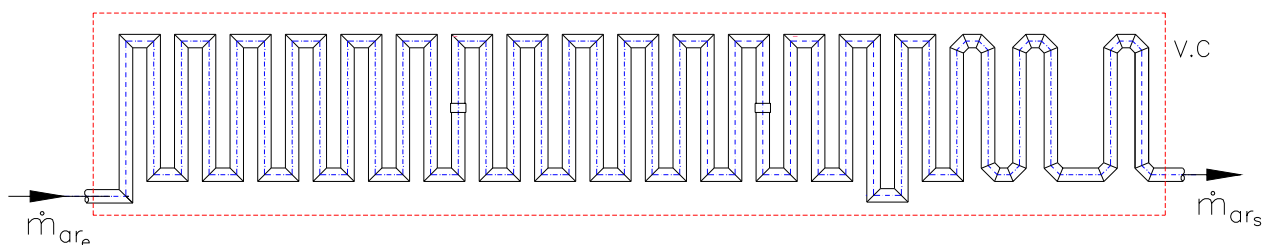


FIGURA 3.2 – Balanço de massa no ar de sopra

3.3 Equações para o balanço de energia

A equação geral para o balanço energético em regime permanente em um volume de controle é (WARK, 1989):

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s \quad (3.9)$$

onde

\dot{Q} é a taxa de energia trocada pelo volume de controle em forma de calor [W]

\dot{W} é a taxa de energia trocada pelo volume de controle em forma de trabalho [W]

\dot{m} é a vazão mássica que atravessa o volume de controle [kg/s]

h é a entalpia do fluido [J/kg]

V é a velocidade do fluido [m/s]

g a aceleração da gravidade [m/s^2]

z é a elevação do escoamento [m]

Os índices e e s representam a entrada e a saída do volume de controle, respectivamente.

3.3.1 Balanco de energia na câmara de combustão

No estudo dos processos de combustão é comum utilizar a equação do balanço de energia em base molar, uma vez que a equação da combustão é expressa em número de mols. Assim, a partir da equação geral para o balanço de energia em um volume de controle, e desprezando os efeitos de variação da energia cinética, energia potencial gravitacional do fluido, e não havendo realização de trabalho, foi possível obter a equação para balanço de energia na câmara de combustão, EQS 3.10 e 3.11 (WARK, 1989), conforme FIG 3.3:

$$\dot{Q}_{cb} = \sum_P \dot{N}_i h_i - \sum_R \dot{N}_i h_i \quad (3.10)$$

$$h_i = \Delta \bar{h}_{298}^0 + h_T - h_{298} \quad (3.11)$$

onde

\dot{Q}_{cb} é a taxa de energia liberada pela combustão [kW]

\dot{N}_i é a vazão molar de cada elemento i [kmol/s]

$\Delta \bar{h}_{298}^0$ é a entalpia de formação de cada elemento i [kJ/kmol]

h_T é a entalpia de cada elemento i na temperatura do fluido [kJ/kmol]

h_{298} é a entalpia de cada elemento i na temperatura de 298 K [kJ/kmol]

Os índices P e R significam produtos e reagentes da combustão, respectivamente.

A vazão molar de cada elemento i , para reagente ou produto da combustão, é dada pela EQ 3.12

$$\dot{N}_i = \frac{\dot{m}}{\sum M_i \cdot n_i} n_i \quad (3.12)$$

onde

\dot{m} é a vazão mássica do fluido [kg/s]

n_i é a fração molar de cada elemento i do fluido [kmol_i/kmol]

M_i é a massa molar de cada elemento i do fluido [kg/kmol]

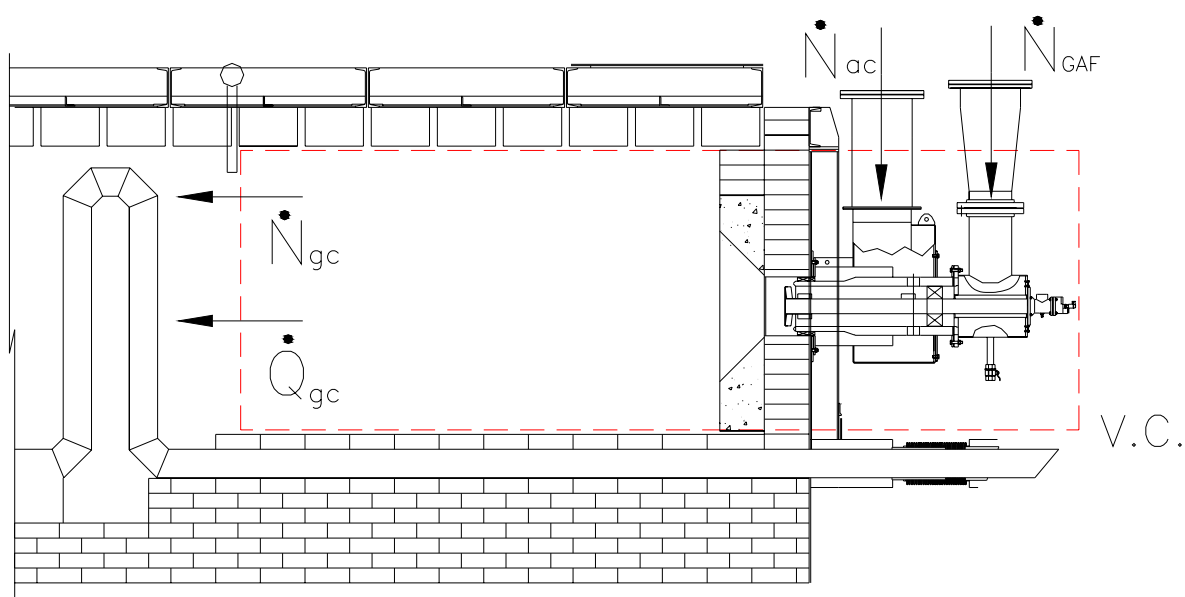


FIGURA 3.3 – Balanço de energia na câmara de combustão

As frações molares dos reagentes, gás de alto-forno e ar de combustão, e do produto, gases da combustão, são mostradas na TAB A 1.1 do APÊNDICE 1. A fração molar dos gases da combustão foi obtida pela solução da equação da combustão real, com base nas vazões volumétricas do ar de combustão e do gás de alto-forno, assumindo uma combustão completa.

3.3.2 Balanço de energia no ar de sopra

A partir da equação geral para o balanço de energia em um volume de controle, e desprezando os efeitos de variação da energia cinética, energia potencial gravitacional do fluido, e não havendo realização de trabalho, foi possível obter a equação para balanço de energia no ar de sopra, EQ 3.13, conforme FIG 3.4:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_s - h_e) \quad (3.13)$$

onde

\dot{Q}_{ar} é a taxa de energia absorvida pelo ar de sopro em forma de calor [kW]

\dot{m}_{ar} é a vazão mássica do ar de sopro [kg/s]

h_s é a entalpia do ar de sopro na saída do Glendon [kJ/kg]

h_e é a entalpia do ar de sopro na entrada do Glendon [kJ/kg]

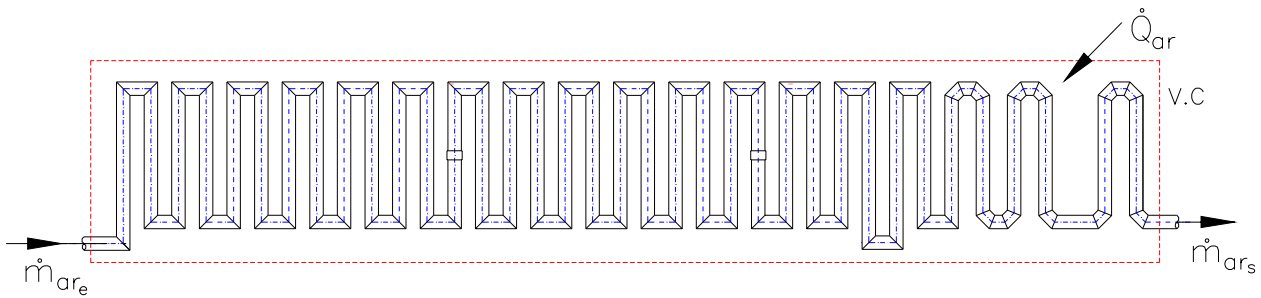


FIGURA 3.4 – Balanço de energia no ar de sopro

3.3.3 Cálculo das perdas de energia pelas paredes e teto

A energia perdida pelas paredes e pelo teto ocorre por convecção natural e por radiação destas superfícies para o ambiente. Esta perda de energia foi calculada pelas EQS 3.14 e 3.15.

$$\dot{Q}_{parede} = \frac{\Sigma(h_{parede} A_{parede} (T_{paredei} - T_{\infty}) + \varepsilon_{parede} A_{parede} \sigma (T_{paredei}^4 - T_{\infty}^4))}{1000} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{teto} = \frac{\Sigma(h_{teto} A_{teto} (T_{teto i} - T_{\infty}) + \varepsilon_{teto} A_{teto} \sigma (T_{teto i}^4 - T_{\infty}^4))}{1000} \quad (3.15)$$

onde

\dot{Q}_{parede} é a taxa de energia perdida pelas paredes [kW]

\dot{Q}_{teto} é a taxa de energia perdida pelo teto [kW]

h_{parede} é o coeficiente de convecção para as paredes laterais [W/m² K]

- h_{teto} é o coeficiente de convecção para o teto [W/m² K]
- A_{parede} é a área das paredes laterais [m²]
- A_{teto} é a área do teto [m²]
- ε_{parede} é a emissividade das paredes
- ε_{teto} é a emissividade do teto
- σ é a constante de Stefan-Boltzmann [5,670 . 10⁻⁸ W/m² K⁴]
- $T_{paredei}$ é a temperatura das paredes laterais em cada seção i [K]
- $T_{teto i}$ é a temperatura do teto em cada seção i [K]
- T_{∞} é a temperatura ambiente [K]

No cálculo da componente de convecção, foram consideradas a convecção natural de planos verticais no caso das paredes laterais, e a convecção natural de planos horizontais no caso do teto.

As temperaturas das paredes e do teto foram determinadas através das medições realizadas com pirômetro ótico nos pontos mostrados nas FIGS 3.5 e 3.6 (a parede onde estão montados os queimadores e a parede do fundo da câmara de escape não estão mostradas na FIG 3.5, mas foram consideradas no cálculo). Para uma mesma seção transversal do Glendon, as temperaturas das paredes e do teto foram consideradas constantes e iguais à média dos valores medidos naquela seção. A partir destes valores médios, uma curva de temperatura foi ajustada para cada superfície. A parede e o teto foram divididos em 36 seções isotérmicas, em sintonia com o procedimento descrito no capítulo 4, e a perda de energia foi calculada para cada seção. A perda de energia total é o somatório da energia perdida em todas as seções.

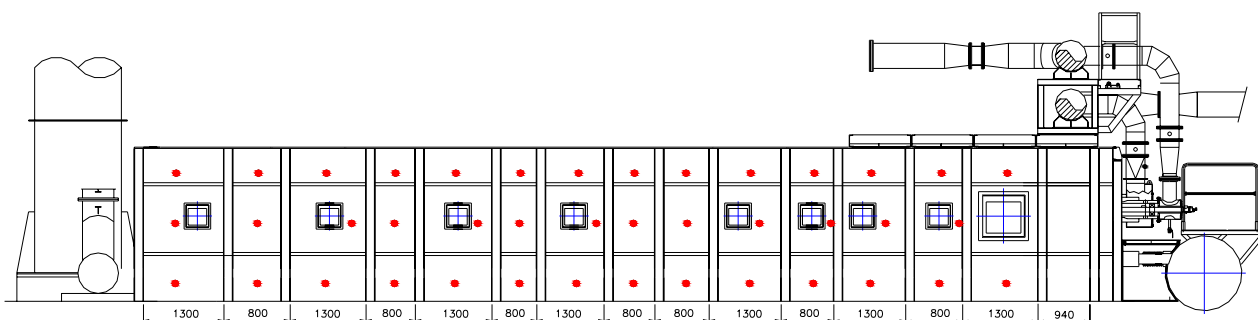


FIGURA 3.5 – Mapeamento das temperaturas nas paredes do Glendon.

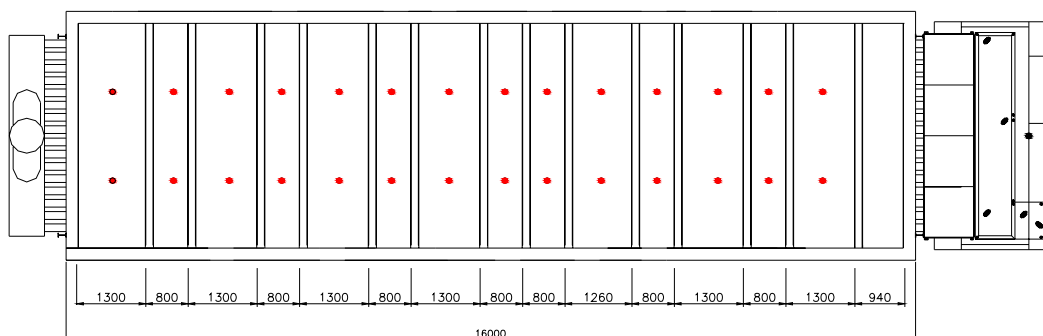


FIGURA 3.6 – Mapeamento das temperaturas no teto do Glendon.

Holman (1983) apresenta fórmulas simplificadas para o cálculo dos coeficientes de convecção natural para o ar à pressão atmosférica, conforme TAB 3.1.

TABELA 3.1
Coeficientes de convecção natural para planos

Superfície	Escoamento laminar $10^4 < GrPr < 10^9$	Escoamento turbulento $GrPr > 10^9$
Plano vertical	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,24 \Delta T^{1/3}$
Plano horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,43 \Delta T^{1/3}$
Onde h é o coeficiente de convecção [W/m ² K] ΔT é a diferença de temperatura entre a superfície e o ambiente [°C] L é a dimensão horizontal ou vertical da superfície [m]		

FONTE: HOLMAN, 1983, p. 319

O regime do escoamento pode ser determinado por meio do produto GrPr. O número de Grashoff, que relaciona as forças viscosas e o empuxo, e o número de Prandtl, que relaciona a difusividade de momento e a difusividade térmica, podem ser calculados conforme as EQS 3.16 e 3.17, respectivamente.

$$Gr = \frac{g\beta L^3 (T_s - T_\infty)}{\nu^2} \quad (3.16)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3.17)$$

onde

g é a aceleração da gravidade [m/s^2]

β é o inverso da temperatura absoluta da superfície [$1/\text{K}$]

L é o comprimento da superfície [m]

ν é a viscosidade cinemática do ar [m^2/s]

T_s é a temperatura da superfície [$^\circ\text{C}$]

T_∞ é a temperatura ambiente [$^\circ\text{C}$]

c_p é o calor específico do ar a pressão constante [J/kg K]

μ é a viscosidade do ar [kg/s m]

k é a condutividade térmica do ar [W/m K]

Como as temperaturas das paredes e do teto não são uniformes, o regime do escoamento do ar atmosférico foi verificado calculando o produto GrPr para as temperaturas máximas e mínimas de cada superfície.

3.3.4 Cálculo da energia dos gases da combustão na chaminé

A energia dos gases da combustão na chaminé do Glendon em relação às condições ambientes, desprezando o efeito de variação da energia cinética, energia potencial gravitacional, foi calculada pela equação 3.18.

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{gc} (h_{ch} - h_\infty) \quad (3.18)$$

onde

\dot{Q}_{ch} é a taxa de energia dos gases da combustão na chaminé [kW]

\dot{m}_{gc} é a vazão mássica dos gases da combustão [kg/s]

h_{ch} é a entalpia dos gases da combustão na temperatura da chaminé [kJ/kg]

h_{∞} é a entalpia dos gases da combustão na temperatura ambiente [kJ/kg]

3.3.5 Equação geral do balanço de energia no Glendon

A EQUAÇÃO 3.19 apresenta o balanço de energia no Glendon.

$$\dot{Q}_{cb} - \dot{Q}_{parede} - \dot{Q}_{teto} - \dot{Q}_{ch} = \dot{Q}_{ar} \quad (3.19)$$

onde

\dot{Q}_{cb} é a taxa de energia liberada pela combustão [kW]

\dot{Q}_{parede} é a taxa de energia perdida pelas paredes [kW]

\dot{Q}_{teto} é a taxa de energia perdida pelo teto [kW]

\dot{Q}_{ch} é a taxa de energia de saída dos gases da combustão na chaminé [kW]

\dot{Q}_{ar} é a taxa de energia absorvida pelo ar de sopro [kW]

3.4 Cálculo da eficiência energética do Glendon

A eficiência energética de um equipamento pode ser entendida como a razão entre o resultado obtido e o recurso empregado. No caso dos Glendons, a eficiência energética foi definida conforme EQ 3.20.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{ar}}{\dot{Q}_{cb}} \quad (3.20)$$

onde

\dot{Q}_{ar} é a taxa de energia absorvida pelo ar de sopro [kW]

\dot{Q}_{cb} é a taxa de energia gerada pela combustão [kW]

3.5 Equações para a avaliação do Glendon como um trocador de calor

Os trocadores de calor são equipamentos cujo propósito primário é a transferência de energia entre dois fluidos (WELTY et al, 2001). Os Glendons podem ser considerados como trocadores de calor de casco e tubo, com 1 passe no casco e 36 passes no tubo.

Um dos parâmetros de análise de um trocador de calor é a efetividade, e ela é definida pela EQ 3.21.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (3.21)$$

onde

\dot{Q}_{real} é a taxa de transferência de energia real [kW]

$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ é a taxa de transferência de energia máxima possível [kW]

A taxa de transferência de energia real pode ser computada tanto pelo cálculo da taxa de energia perdida pelo fluido quente quanto pelo cálculo da taxa de energia recebida pelo fluido frio, caso não haja perdas para outros meios. Como nos Glendons existe a perda pelas paredes e pelo teto, a taxa de transferência energia real é a taxa de energia absorvida pelo ar de sopro, conforme EQS 3.22 e 3.23.

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_{ar} \bar{c}_{ar} (T_{ar_s} - T_{ar_e}) \quad (3.22)$$

$$\bar{c}_{ar} = \frac{c_{ar_s} + c_{ar_e}}{2} \quad (3.23)$$

onde

\dot{m}_{ar} é a vazão mássica do ar de sopro [kg/s]

c_{ar_e} é o calor específico do ar na entrada do Glendon [kJ/kg K]

c_{ar_s} é o calor específico do ar na saída do Glendon [kJ/kg K]

T_{ar_e} é a temperatura do ar na entrada do Glendon [°C]

T_{ar_s} é a temperatura do ar na saída do Glendon [°C]

A máxima taxa de transferência de energia possível seria alcançada se um dos fluidos sofresse uma variação de temperatura igual à máxima diferença de temperatura presente no trocador de calor, que é a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos frio e quente. A máxima taxa de transferência de energia possível foi calculada através da EQ 3.24.

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = (\dot{m}c)_{min} (T_{q_e} - T_{f_e}) \quad (3.24)$$

onde

\dot{m} é a vazão mássica do fluido [kg/s]

c é o calor específico do fluido [kJ/kg K]

T_{q_e} é a temperatura do fluido quente na entrada [°C]

T_{f_e} é a temperatura do fluido frio na entrada [°C]

3.5.1 Efeito do isolamento térmico da tubulação de entrada

O ar de sopro que passa nos Glendons é insuflado por um turbo compressor. A temperatura do ar na saída deste equipamento é de aproximadamente 140°C e na entrada dos Glendons é de 90°C. Esta perda térmica é devido à inexistência de qualquer isolamento térmico na tubulação desde o turbo compressor até os Glendons, cuja extensão é 350 metros.

A partir da equação geral para o balanço de energia em um volume de controle, e desprezando os efeitos de variação da energia cinética, energia potencial gravitacional do fluido, e não havendo realização de trabalho, foi possível obter a equação para a taxa atual de energia perdida pelo ar na tubulação de entrada do Glendon.

$$\dot{Q}_{tubula\c{c}o} = \dot{m}_{at} \bar{c}_{ar} (T_{ar_s} - T_{ar_e}) \quad (3.25)$$

$$\bar{c}_{ar} = \frac{c_{ar_s} + c_{ar_e}}{2} \quad (3.26)$$

onde

\dot{m}_{at} é a vazão mássica total do ar de sopra [kg/s]

c_{ar_e} é o calor específico do ar na entrada da tubulação [kJ/kg K]

c_{ar_s} é o calor específico do ar na saída da tubulação [kJ/kg K]

T_{ar_e} é a temperatura do ar na entrada da tubulação [°C]

T_{ar_s} é a temperatura do ar na saída da tubulação [°C]

Com o isolamento térmico aplicado à tubulação, a troca térmica que ocorre entre o fluxo de ar quente e o ambiente é representada pela FIG 3.7 e calculada pela EQ 3.27.

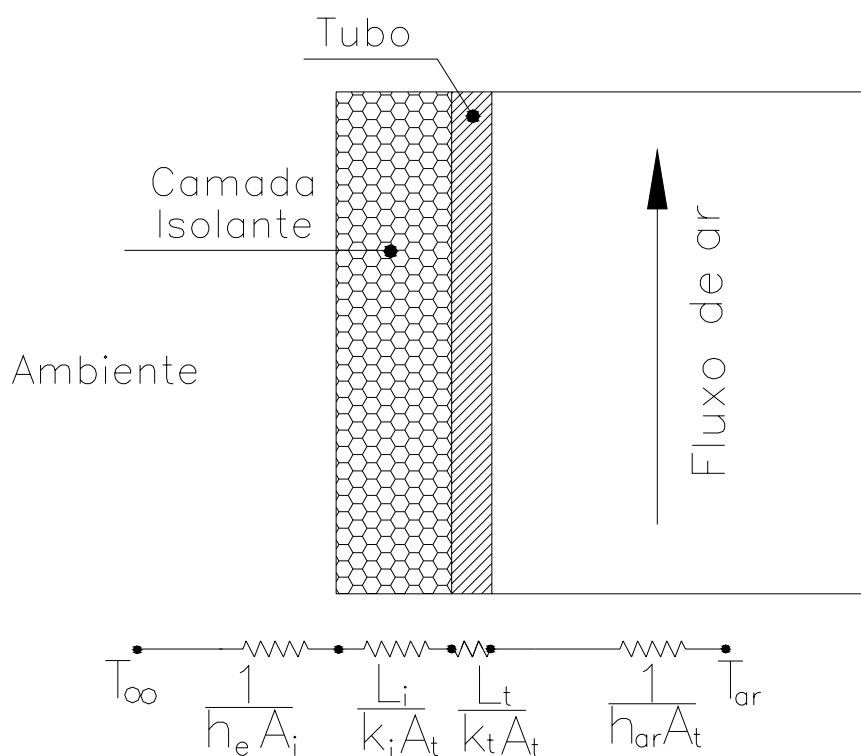


FIGURA 3.7 – Circuito analógico da troca térmica entre o ar de sopra e o ambiente

$$\dot{Q}_{\text{isolamento}} = \frac{\Delta \bar{T}}{\left(\frac{1}{h_e A_t} + \frac{L_I}{k_I A_t} + \frac{L_t}{k_t A_t} + \frac{1}{h_i A_t} \right)} \quad (3.27)$$

$$\Delta \bar{T} = \frac{T_{ar_e} + T_{ar_s}}{2} - T_{\infty} \quad (3.28)$$

onde

T_{ar_e} é a temperatura do ar na entrada da tubulação [°C]

T_{ar_s} é a temperatura do ar na saída da tubulação [°C]

T_{∞} é a temperatura ambiente [°C]

A_t é a área da tubulação de ar [m²]

h_e é coeficiente de convecção externo [W/m² K]

h_i é coeficiente de convecção interno [W/m² K]

k_I é a condutividade térmica do isolante [W/m K]

k_t é a condutividade térmica da tubulação [W/m K]

L_I é a espessura do isolante [m]

L_t é a espessura da tubulação [m]

O coeficiente de convecção externo foi calculado a partir das relações apresentadas por Holman (1983) para cilindro horizontal, conforme TAB 3.2.

TABELA 3.2

Coeficiente de convecção natural para cilindro horizontal

Superfície	Escoamento laminar $10^4 < GrPr < 10^9$	Escoamento turbulento $GrPr > 10^9$
Cilindro horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,43 \Delta T^{1/3}$
<p>Onde</p> <p>h é o coeficiente de convecção [W/m² K]</p> <p>ΔT é a diferença de temperatura entre a superfície e o ambiente [°C]</p> <p>L é a comprimento da tubulação [m]</p>		

FONTE: HOLMAN, 1983, p. 319

Para verificação do regime do escoamento do ar ambiente, foi adotado o mesmo procedimento apresentado na seção 3.3.3.

O coeficiente de convecção interno foi calculado pela EQ 3.29 (HOLMAN, 1983) considerando as condições do ar na entrada da tubulação, uma vez que as propriedades termodinâmicas do ar não variam de forma significativa entre a entrada e a saída da tubulação.

$$h_i = \frac{N_u k}{D} \quad (3.29)$$

onde

N_u é o número de Nusselt [adimensional]

k é a condutividade térmica do ar [W/m K]

D é o diâmetro da tubulação [m]

O número de Nusselt é calculado pela EQ 3.30 (HOLMAN, 1983)

$$N_u = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,3} \quad (3.30)$$

onde

Re é o número de Reynolds [adimensional]

Pr é o número de Prandtl [adimensional]

O número de Prandtl é calculado pela EQ 3.31 (HOLMAN, 1983)

$$Pr = \frac{c\mu}{k} \quad (3.31)$$

onde

c é o calor específico do ar a pressão constante [kJ/kg K]

μ é a viscosidade do ar [kg/s.m]

k é a condutividade térmica do ar [W/m K]

O número de Reynolds é calculado pela EQ 3.32 (HOLMAN, 1983).

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.32)$$

onde

ρ é a massa específica do ar [kg/m³]

V é a velocidade média do escoamento [m/s]

D é o diâmetro da tubulação [m]

μ é a viscosidade do ar [kg/s.m]

O efeito do isolamento térmico na tubulação na temperatura de entrada do Glendon pode ser verificado pela igualdade das relações de balanço de energia e de transferência de calor aplicadas à tubulação de ar, conforme EQ 3.33. Esta análise foi feita utilizando espessuras de camada isolante de 0,0125 m (1/2") até 0,1016 m (4"), e materiais como o silicato de cálcio, a fibra de vidro, a lã de rocha e a fibra cerâmica.

$$\dot{Q}_{\text{tubulação}} = \dot{Q}_{\text{isolamento}} \quad (3.33)$$

onde

$\dot{Q}_{\text{tubulação}}$ é a taxa de energia obtida pelo balanço de energia [kW]

$\dot{Q}_{\text{isolamento}}$ é a taxa de energia obtida pela equação de transferência de calor [kW]

CAPÍTULO 4

MODELO MATEMÁTICO INTEGRAL DO GLENDON

O modelo matemático integral desenvolvido neste capítulo tem como objetivo descrever o comportamento térmico do Glendon ao longo de suas seções.

O Glendon pode ser dividido em câmara de combustão, onde ocorre a geração de energia térmica resultante da combustão, zona de aquecimento, onde ocorre a troca térmica entre os gases da combustão e o ar de sopro no interior das serpentinas, e câmara de escape dos gases da combustão.

Para determinar a taxa de energia absorvida por um cilindro de aço ao longo de um forno de soleira caminhante, Silva (2001) dividiu o forno em tantos volumes de controle quanto eram as posições que o cilindro ocuparia ao longo do forno, e aplicou as equações de transferência de calor em cada volume de controle. No Glendon, como a interação entre o ar de sopro no interior das serpentinas e os gases da combustão ocorre na zona de aquecimento, esta zona foi dividida em 36 volumes de controle na direção longitudinal e em cada volume de controle foram aplicadas as equações de conservação de energia e de transferência de calor, conforme FIG 4.1. O modelo foi desenvolvido a partir do escoamento dos gases da combustão, ou seja, as posições dos volumes de controle são contadas a partir da câmara de combustão em sentido à câmara de escape.

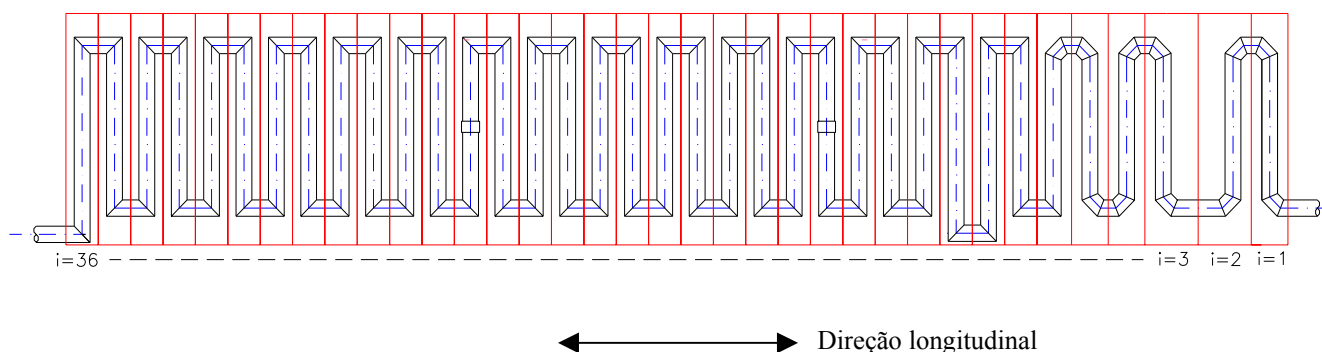


FIGURA 4.1 – Divisão dos volumes de controle

No desenvolvimento deste modelo, as seguintes simplificações foram adotadas:

- As temperaturas do ar de sopro e dos gases da combustão são constantes em cada volume de controle, ou seja, as temperaturas variam apenas na direção longitudinal do Glendon;
- O coeficiente de convecção nos trechos horizontais das serpentinas é igual ao coeficiente de convecção nos trechos verticais;
- O feixe de tubos é composto por tubos verticais, e o comprimento total de cada tubo é equivalente à soma do trecho vertical e do trecho horizontal, conforme mostram as FIGS 4.2 e 4.3;
- A distância entre feixes de tubos adjacentes é igual a 0,154 metros ao longo de todo Glendon, embora as distâncias entre as cinco primeiras posições sejam diferentes, conforme FIG 4.4;
- A temperatura do ar de sopro em cada volume de controle é igual à temperatura da superfície externa dos tubos no respectivo volume de controle, pois as resistências térmicas externas aos tubos são aproximadamente 70 vezes maiores que as resistências de condução pela parede dos tubos e de convecção interna dos tubos, conforme FIG 4.5;
- Não há perda de energia através do piso, conforme descrito na seção 3.1.

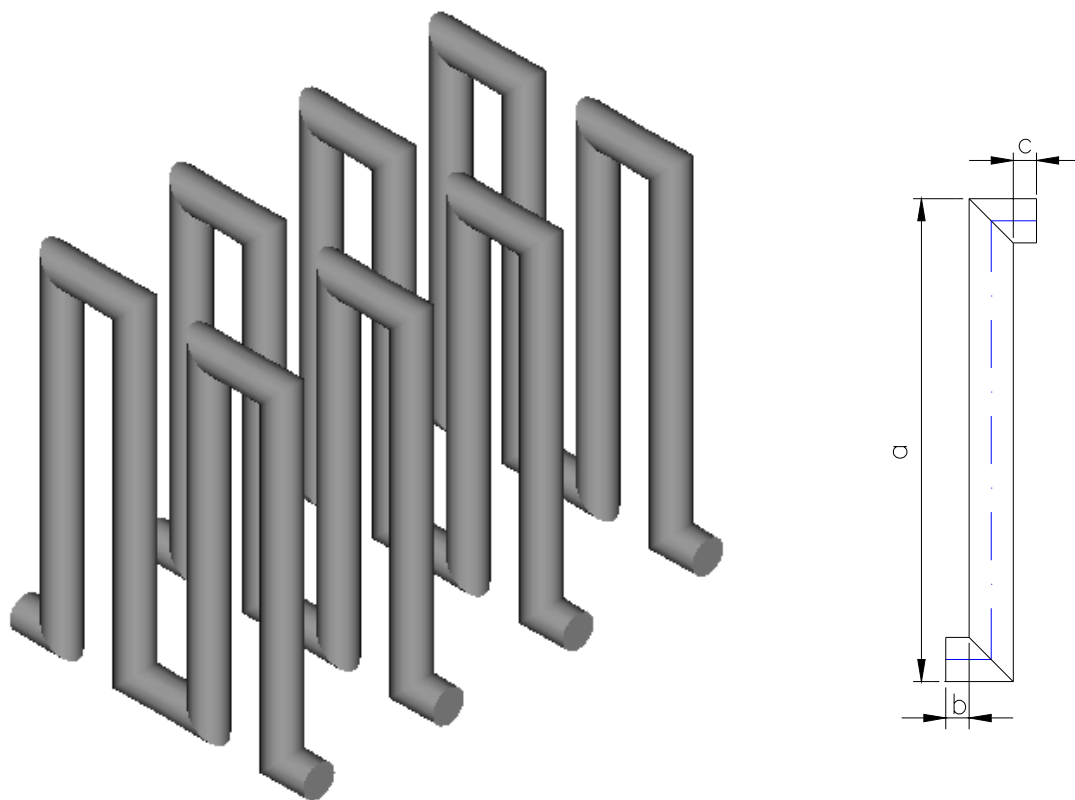


FIGURA 4.2 – Configuração real das serpentinas

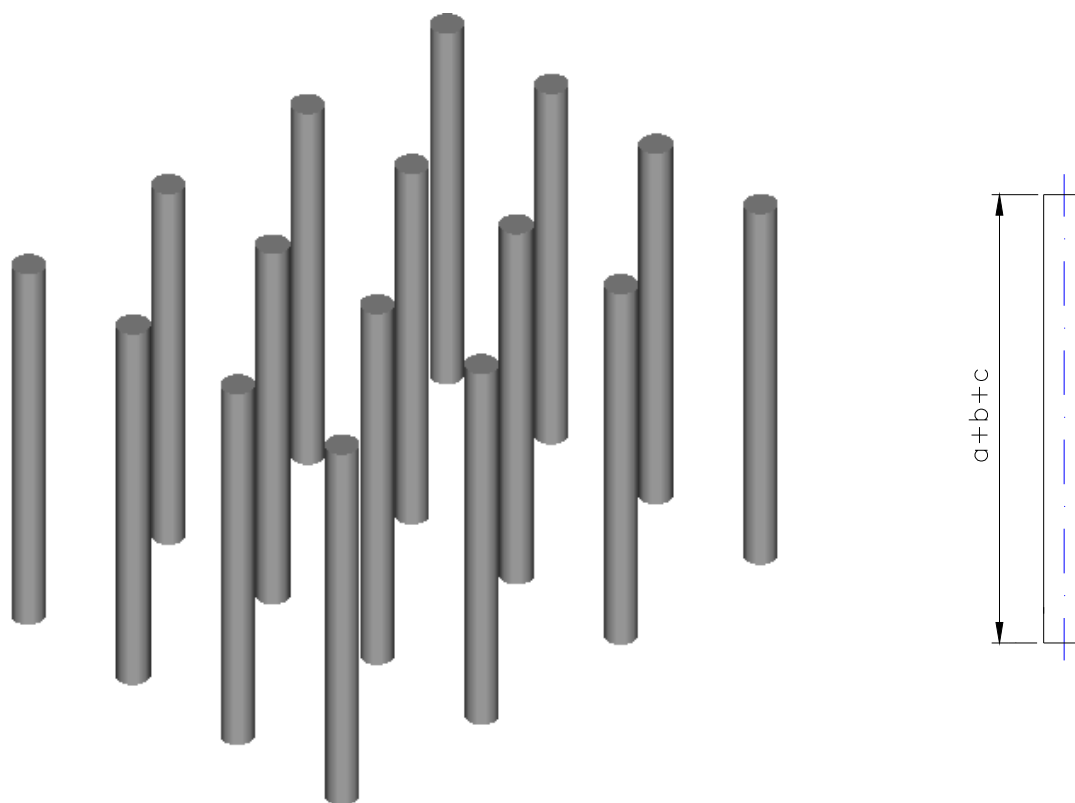


FIGURA 4.3 – Configuração simplificada do feixe de tubos

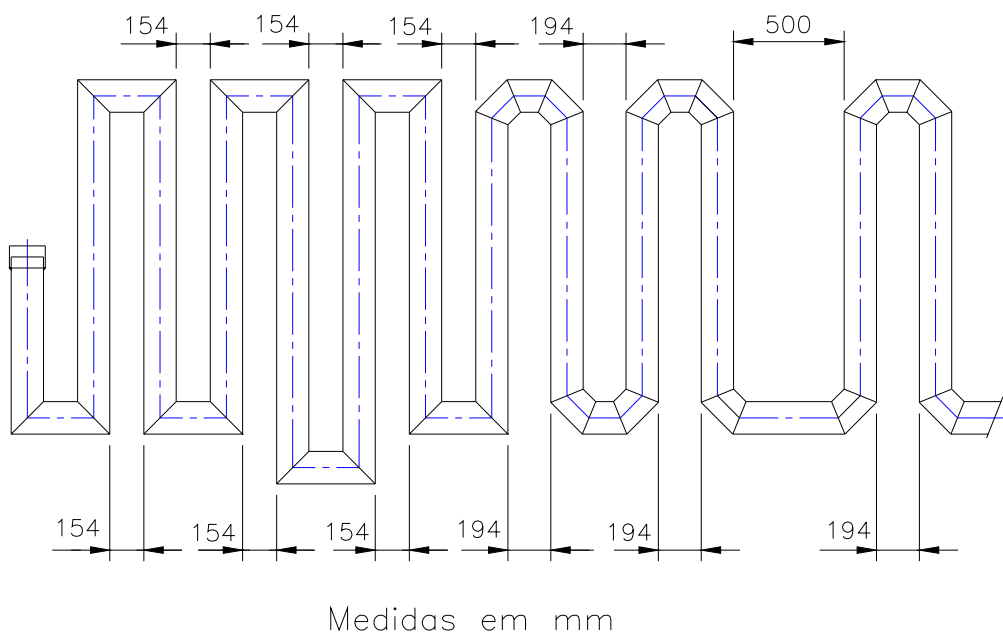


FIGURA 4.4 – Distância entre feixe de tubos adjacentes

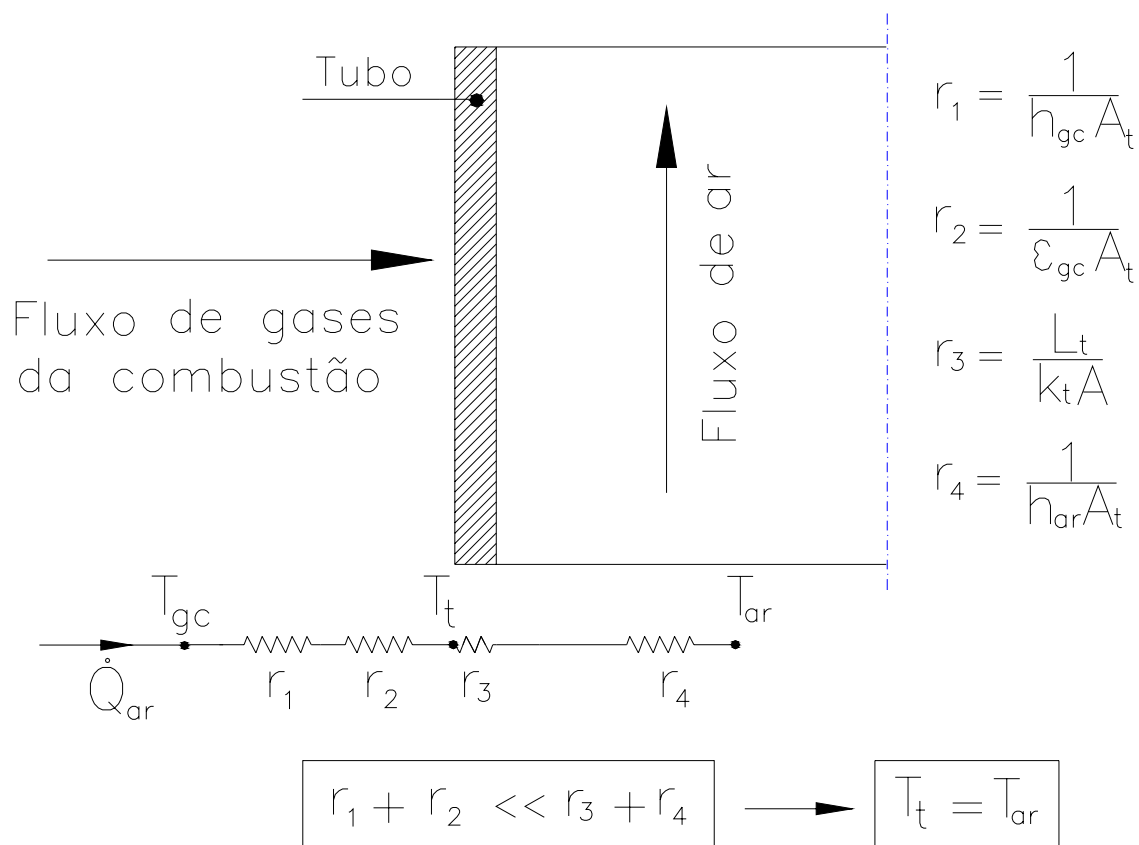


FIGURA 4.5 – Circuito analógico da troca de energia entre os gases da combustão e o ar de sopró

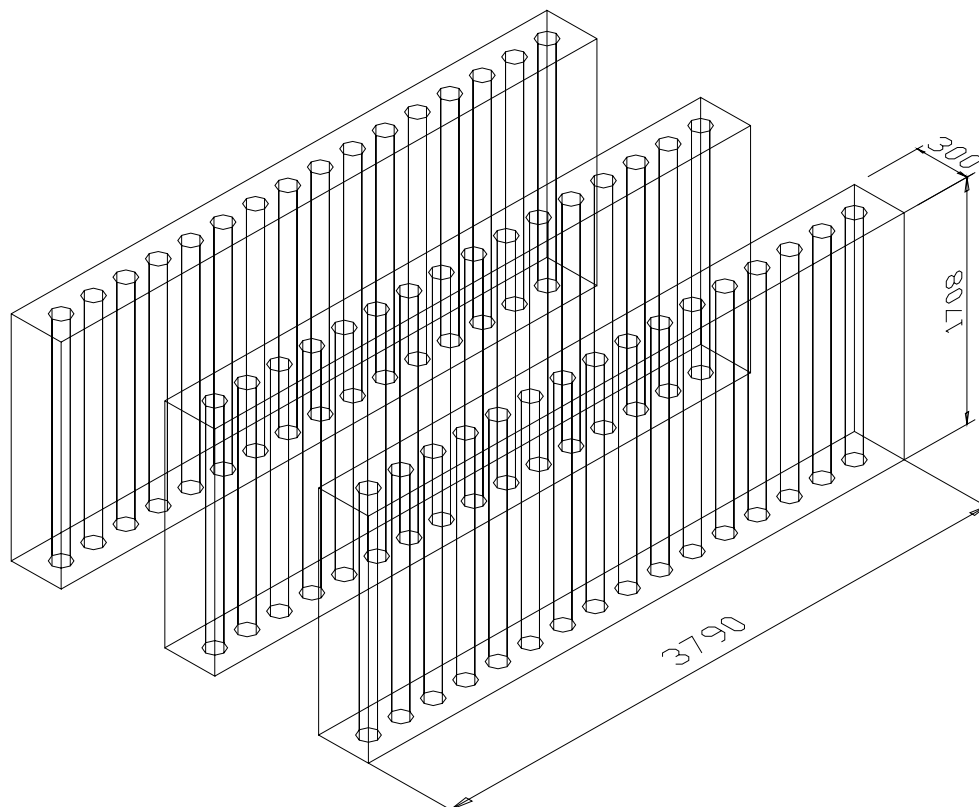


FIGURA 4.6 – Representação dos volumes de controle

O volume de controle considerado é mostrado na FIG 4.6. Cada um destes volumes de controle é composto por dois sub-volumes de controle, o feixe de tubos e os gases da combustão. A taxa de troca de energia entre os dois sub-volumes de controle e o perfil de temperatura do ar no interior do feixe de tubos foram calculados a partir da determinação do perfil de temperatura dos gases da combustão.

O perfil de temperatura dos gases da combustão ao longo do Glendon foi definido pelo ajuste de uma curva a quatro valores de temperatura obtidos experimentalmente. Os quatro valores de temperatura correspondem às medições realizadas por termopares localizados em quatro posições distintas, a saber, câmara de combustão e zonas 1 , 2 e 3, conforme FIG 4.7.

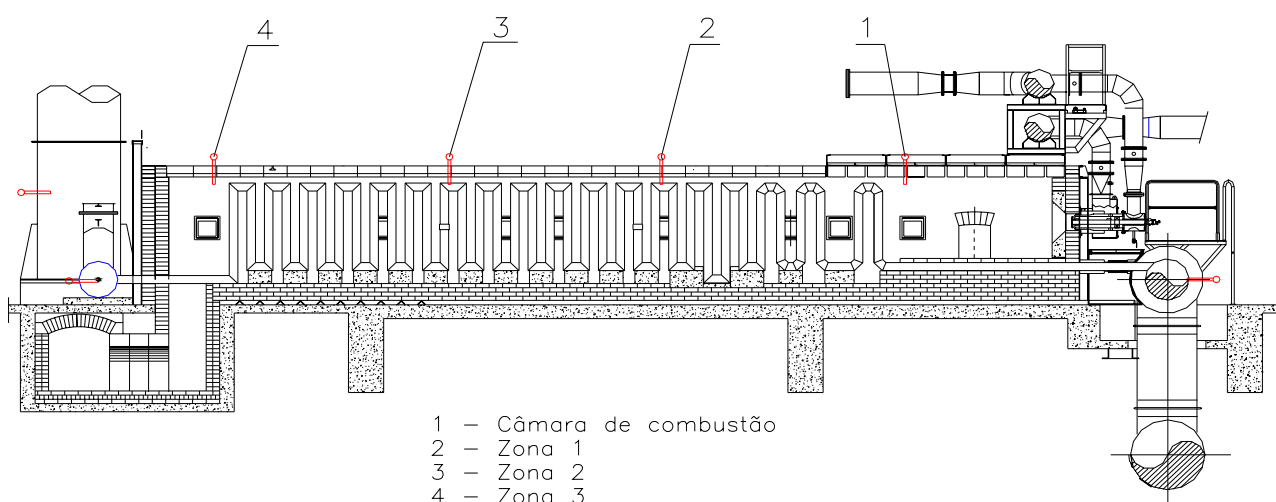


FIGURA 4.7 – Pontos de medição da temperatura dos gases da combustão

A partir do perfil de temperatura dos gases da combustão foi possível determinar a variação de energia dos gases da combustão entre volumes de controle adjacentes. Considerando a perda de energia para o ambiente em cada volume de controle, obteve-se a EQ 4.1, que é o balanço de energia em cada volume de controle.

$$\dot{Q}_{ar_i} = -(\dot{Q}_{gc_i} - \dot{Q}_{perda_i}) \quad (4.1)$$

onde

\dot{Q}_{ar_i} é a taxa de energia transferida para o ar de sopro [kW]

\dot{Q}_{gc_i} é a taxa de variação de energia dos gases da combustão [kW]

\dot{Q}_{perda_i} é a taxa de energia perdida pelas paredes e pelo teto do Glendon [kW]

A EQ 4.1 foi resolvida simultaneamente nos 36 volumes de controle, fornecendo o perfil de temperatura e a taxa de energia absorvida pelo ar de sopro ao longo do Glendon. A seguir, são descritos os procedimentos de cálculo para cada termo da EQ 4.1.

4.1 Balanço de energia no sub-volume de controle dos gases da combustão

A partir da equação geral para o balanço de energia em um volume de controle, e desprezando os efeitos de variação da energia cinética, energia potencial gravitacional do fluido, e não havendo realização de trabalho, foi possível obter a equação para balanço de energia nos gases da combustão, EQS 4.2 e 4.3.

$$\dot{Q}_{gc_i} = \dot{m}_{gc} (h_i - h_{i-1})_{gc} \quad (4.2)$$

$$(h_i - h_{i-1})_{gc} = c_{gc} (T_i - T_{i-1})_{gc} \quad (4.3)$$

onde

\dot{m}_{gc} é a vazão mássica dos gases da combustão [kg/s]

c_{gc} é o calor específico dos gases da combustão [kJ/kg K]

T é a temperatura dos gases da combustão [°C]

i é o índice do volume de controle atual

$i-1$ é o índice do volume de controle anterior

O calor específico dos gases da combustão foi considerado igual ao do ar, variando em função da temperatura dos gases da combustão.

4.2 Equação da transferência de energia para o ar de sopro

A taxa de transferência de energia dos gases da combustão para o ar de sopro foi calculada pela EQ 4.4.

$$\dot{Q}_{ar_i} = 1000 \cdot (h_{conv_i} + h_{rad_i}) A_i (T_{gc_i} - T_{t_i}) \quad (4.4)$$

$$T_{t_i} = T_{ar_i} \quad (4.5)$$

onde

$h_{conv,i}$ é o coeficiente de convecção dos gases da combustão [W/m² K]

$h_{rad,i}$ é o coeficiente de radiação dos gases da combustão [W/m² K]

A_t é a área superficial do feixe de tubos [m²]

$T_{gc,i}$ é a temperatura dos gases da combustão na posição i [°C]

$T_{t,i}$ é a temperatura da superfície externa do feixe de tubos na posição i [°C]

$T_{ar,i}$ é a temperatura do ar de sopro na posição i [°C]

A EQ 4.4 está expressa em função da temperatura da superfície externa do feixe de tubos, pois ela descreve a interação entre uma superfície sólida e o escoamento de um fluido. Contudo, a temperatura do ar de sopro foi considerada igual à temperatura da superfície externa do feixe de tubos, conforme citado nas simplificações deste capítulo.

A seguir são mostrados os procedimentos de cálculo dos coeficientes de convecção e de radiação da EQ 4.4.

4.2.1 Cálculo do coeficiente de convecção

A fórmula geral para o coeficiente de convecção é dada pela EQ 4.6 (INCROPERA; DEWITT, 1992).

$$h = \frac{Nu k}{D} \quad (4.6)$$

onde

Nu é o número de Nusselt [adimensional]

D é um parâmetro da configuração geométrica [m]

k é a condutividade térmica do fluido [W/m K]

Welty et al (2001) apresenta a variação do Número de Nusselt para valores elevados do Número de Reynolds para um fluxo cruzado sobre um cilindro circular em função do ângulo em relação ao ponto de estagnação. A FIG 4.8 mostra que o Nu alcança um segundo ponto máximo, que é maior que o valor no ponto de estagnação. Isso se deve ao fato da transição da camada limite de um regime laminar para um regime turbulento. Para Reynolds menores, a camada limite se separa do cilindro em ângulos próximos a 80 quando Nu sofre apenas pequenas alterações. Para Re maiores, a separação da camada limite ocorre a ângulos próximos a 90°, e neste caso o Nu sofrem grandes alterações, alcançando valores muito superiores ao do ponto de estagnação.

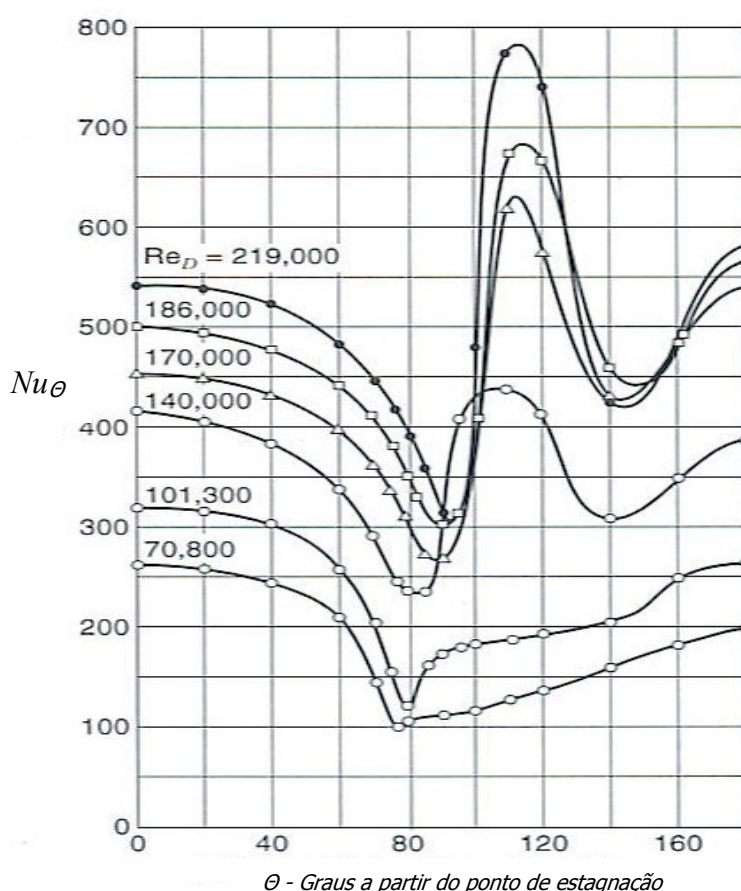


FIGURA 4.8 – Variação do Número de Nusselt em relação ao ângulo de estagnação num escoamento sobre cilindro

FONTE: WELTY, 2001, p. 328

Welty et al. (2001) apresenta também os valores de 13 pesquisas distintas para um fluxo de ar normal a um cilindro. Existe uma grande concordância nos valores encontrados nestas pesquisas, conforme FIG 4.9.

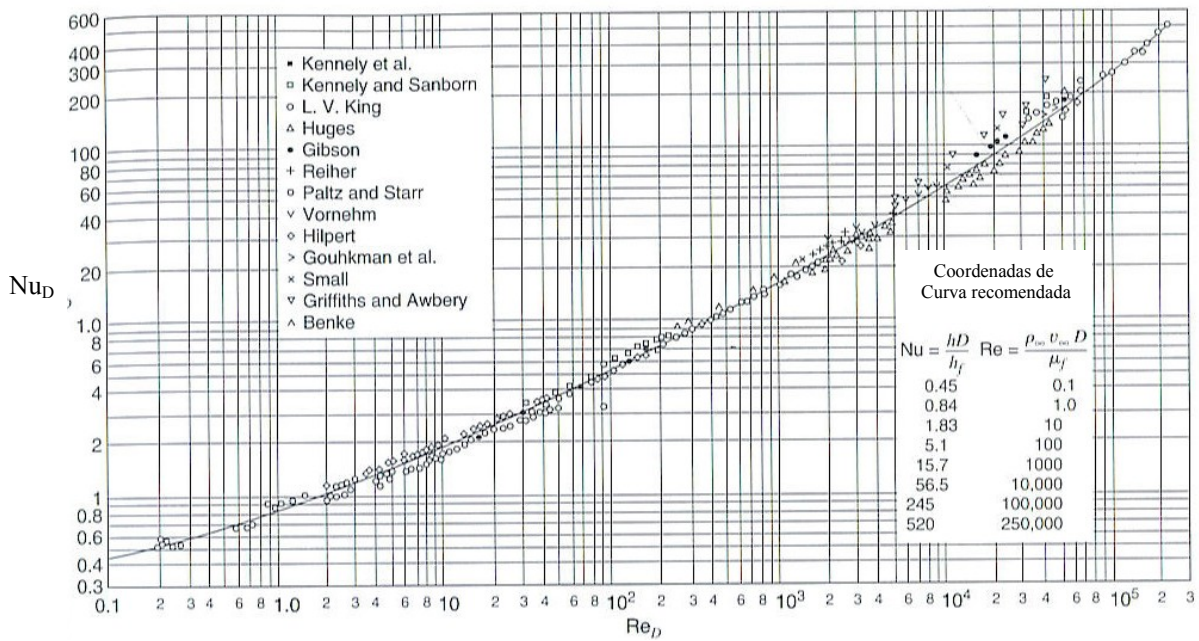


FIGURA 4.9 – Comparação de diversas pesquisas da variação do Número de Nusselt em função do Número de Reynolds

FONTE: WELTY, 2001, p. 329

Neste trabalho, para a análise do coeficiente de convecção dos gases da combustão foi utilizado o modelo de feixe de tubos alinhados, conforme FIG 4.10. Como o volume de controle compreende uma fila de tubos na seção transversal, o número de Nusselt em cada volume de controle é aquele apresentado por Incropera e DeWitt (1992) para um feixe de tubos alinhados com o número de filas igual a 1.

$$Nu_{D(N_L < 10)} = C_2 Nu_{D(N_L > 10)} \quad (4.7)$$

$$Nu_{D(N_L > 10)} = 1,13 C_1 Re_{D,máx}^m Pr^{1/3} \quad (4.8)$$

onde

C_2 é constante e igual a 0,64 [adimensional]

$Nu_{D(N_L > 10)}$ é o número de Nusselt para feixe de tubos com número de fileiras maior que 10 [adimensional]

C_1 é constante e igual a 0,229 [adimensional]

$Re_{D,máx}$ é o número de Reynolds para velocidade máxima [adimensional]

m é constante e igual a 0,608 [adimensional]

Pr é o número de Prandtl [adimensional]

O número de Reynolds $Re_{D,max}$ está baseado na velocidade máxima dos gases da combustão entre o feixe de tubos. Na configuração alinhada, $V_{máx}$ é definida em virtude da imposição da conservação de massa num fluido incompressível, conforme EQS 4.9 e 4.10 .

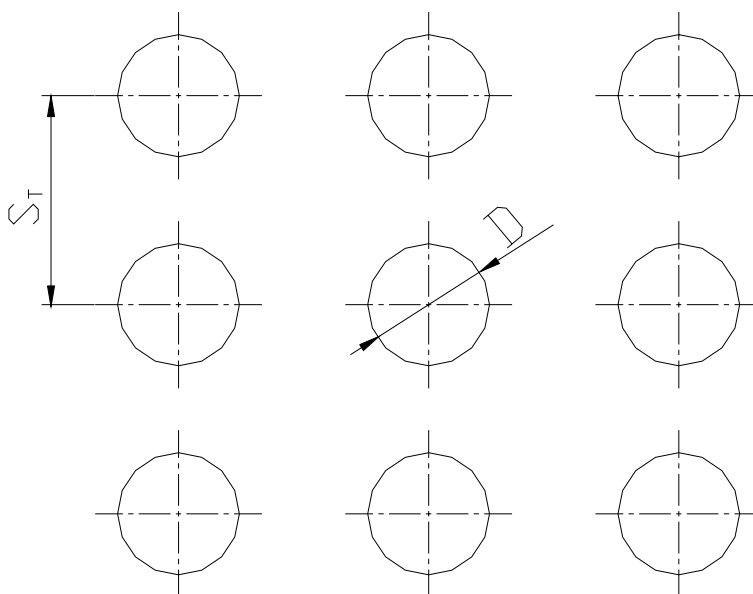


FIGURA 4.10 – Planta do modelo do feixe de tubos alinhados

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (4.9)$$

$$V = \frac{\dot{Q}_{vol}}{A} \quad (4.10)$$

onde

S_T é a distância entre centros na seção transversal [m]

D é o diâmetro do tubo [m]

\dot{Q}_{vol} é a vazão volumétrica dos gases da combustão [m³/s]

A é a área de passagem dos gases da combustão [m^2]

A área de passagem dos gases da combustão foi calculada pela EQ 4.11, segundo as dimensões da FIG 4.11.

$$A = A_{trans} - A_t \quad (4.11)$$

$$A_{trans} = 3790mm \cdot 1708mm = 6,47m^2 \quad (4.12)$$

$$A_t = 16 \cdot 146mm \cdot 1596mm = 3,73m^2 \quad (4.13)$$

onde

A_{trans} é a área da seção transversal [m^2]

A_t é a área transversal do feixe de 16 tubos [m^2]

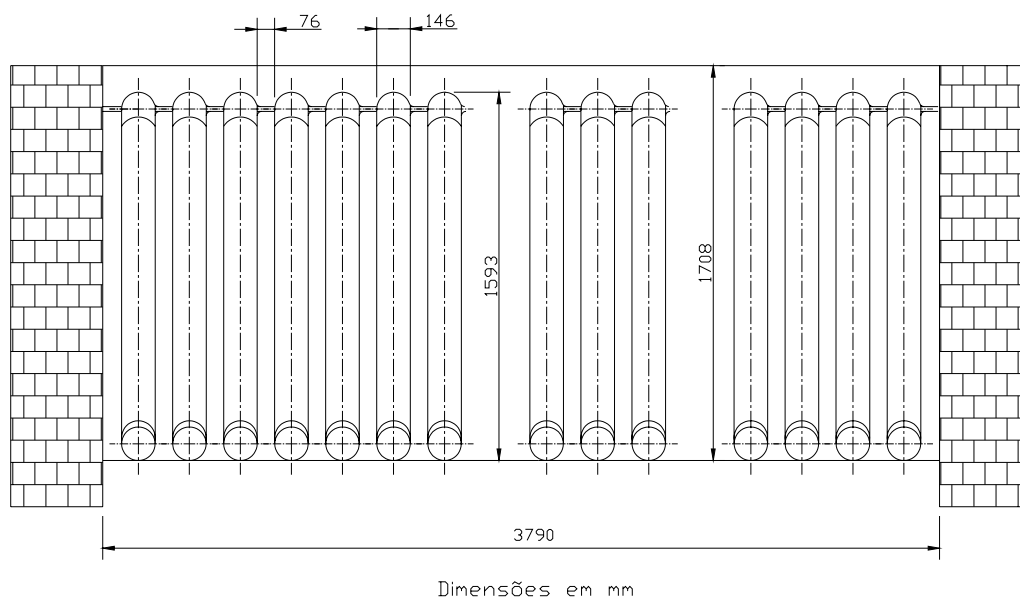


FIGURA 4.11 – Corte simplificado da seção transversal do Glendon

O coeficiente de convecção para os gases da combustão foi calculado para a posição $i=0$, ou seja, na câmara de combustão, e foi ajustado ao longo do Glendon até que a temperatura do ar de sopro na entrada atingisse o valor medido.

4.2.2 Cálculo do coeficiente de radiação

O coeficiente de radiação foi obtido através da linearização da equação de troca térmica por radiação, como se segue:

$$\dot{Q}_{rad_i} = \varepsilon \sigma A_t (T_{gc_i}^4 - T_{t_i}^4) \quad (4.14)$$

$$h_{rad_i} = \varepsilon \sigma (T_{gc_i}^2 + T_{t_i}^2)(T_{gc_i} + T_{t_i}) \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{rad_i} = h_{rad_i} A_t (T_{gc_i} - T_{t_i}) \quad (4.16)$$

onde

\dot{Q}_{rad_i} é a taxa de energia trocada por radiação na posição i [W]

h_{rad_i} é o coeficiente de radiação na posição i [W/m²K]

A_t é a área do feixe de tubos [m²]

T_{gc_i} é a temperatura dos gases da combustão na posição i [K]

T_{t_i} é a temperatura da superfície externa do feixe de tubos na posição i [K]

σ é a constante de Stefan-Boltzmann [5,670 . 10⁻⁸ W/m²K⁴]

ε é a emissividade dos gases da combustão [adimensional]

O único parâmetro desconhecido no coeficiente de radiação é a emissividade dos gases da combustão, além da temperatura de superfície dos tubos que é obtida no balanço do volume de controle. A seguir é mostrado o procedimento de cálculo da emissividade dos gases da combustão.

4.2.2.1 Emissividade dos gases da combustão

A emissividade é uma característica que varia em função da temperatura. Assim, a emissividade dos gases da combustão foi calculada para as temperaturas da câmara de combustão e da câmara de escape e foi admitido que ela varia entre estes dois valores de forma linear. A pressão ao longo do Glendons foi considerada constante e igual a 1 atm.

Os gases da combustão são constituídos basicamente por CO₂, H₂O, N₂ e O₂. O N₂ e o O₂ possuem estrutura molecular simétrica não-polar e por isso são essencialmente transparentes, enquanto o CO₂ e o H₂O absorvem e emitem radiação em certas faixas de comprimento de onda (HOLMAN, 1983).

A emissividade dos gases da combustão foi calculada por meio de um procedimento simplificado para cálculos das emissividades do H₂O (vapor) e do CO₂ (INCROPERA; DEWITT, 1992).

$$\varepsilon_{gc} = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \Delta\varepsilon \quad (4.17)$$

onde

ε_{gc} é a emissividade dos gases da combustão [adimensional]

ε_{H_2O} é a emissividade do H₂O (vapor) [adimensional]

ε_{CO_2} é a emissividade do CO₂ [adimensional]

$\Delta\varepsilon$ é o termo de correção [adimensional]

As emissividades do H₂O e do CO₂ foram determinadas por meio das FIGS 4.12 e 4.13, respectivamente.

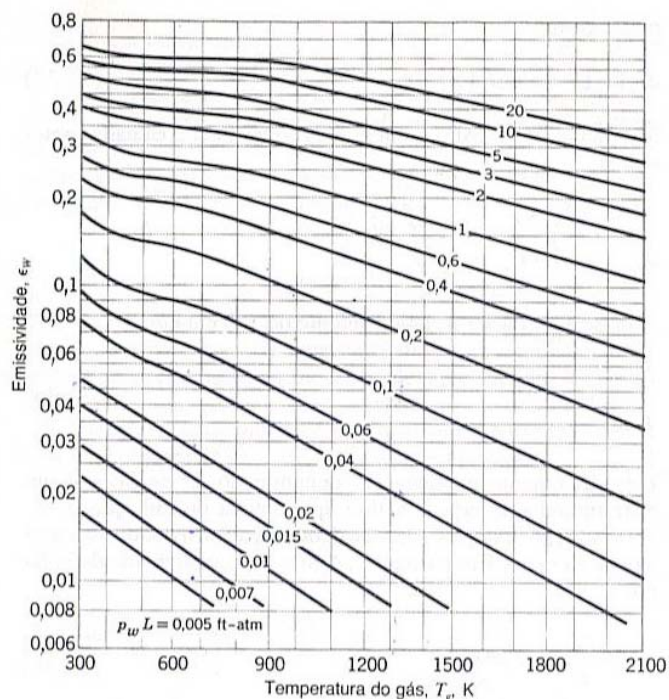


FIGURA 4.12 – Emissividade do H₂O misturado com outros gases que não irradiam

FONTE: INCROPERA; DEWITT, 1992, p. 382

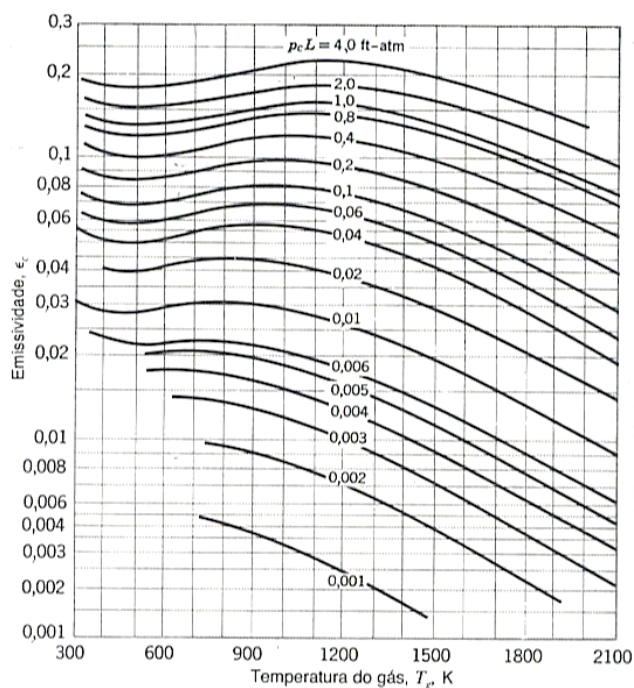


FIGURA 4.13 – Emissividade do CO₂ misturado com outros gases que não irradiam

FONTE: INCROPERA; DEWITT, 1992, p. 382

Onde

na FIG. 4.12

p_w é a pressão parcial do H₂O [atm]

L é o raio do hemisfério gasoso considerado [ft]

e na FIG 4.13

p_c é a pressão parcial do CO₂ [atm]

L é o raio do hemisfério gasoso considerado [ft]

As pressões parciais do H₂O e do CO₂ foram determinadas pelas EQS 4.18 e 4.19, respectivamente.

$$p_w = vol_{H_2O} p_{gc} \quad (4.18)$$

$$p_c = vol_{CO_2} p_{gc} \quad (4.19)$$

onde

vol_{H_2O} é a porcentagem volumétrica do H₂O nos gases de combustão

vol_{CO_2} é a porcentagem volumétrica do CO₂ nos gases de combustão

p_{gc} é a pressão total dos gases da combustão [atm]

Os valores das pressões parciais do H₂O e do CO₂ são apresentados na TAB A 1.2 do APÊNDICE 1.

O valor L é utilizado quando se considera a emissividade de uma massa gasosa hemisférica irradiando para um elemento de área no centro de sua base. É possível ampliar os resultados para outras geometrias da massa de gás mediante o conceito de comprimento do feixe médio L_e . Esta grandeza é introduzida para correlacionar-se, mediante um só parâmetro, a dependência entre a emissividade do gás e as dimensões e a forma da geometria do gás. O comprimento do feixe médio para uma geometria específica, como no Glendon, pode ser aproximado pela EQ 4.20 (INCROPERA; DEWITT, 1992):

$$L_e = \frac{3,6V}{A_t} \quad (4.20)$$

onde

A_t é a área superficial do feixe de tubos [ft²]

V é o volume ocupado pelos gases da combustão em cada seção transversal [ft³]

O termo $\Delta\epsilon$ é a correção aplicada quando o CO₂ e o H₂O estão misturados. Esse fator leva em conta a redução da emissão provocada pela absorção mútua da radiação entre as duas espécies. A FIG 4.14 apresenta os valores de $\Delta\epsilon$ para diferentes temperaturas do gás.

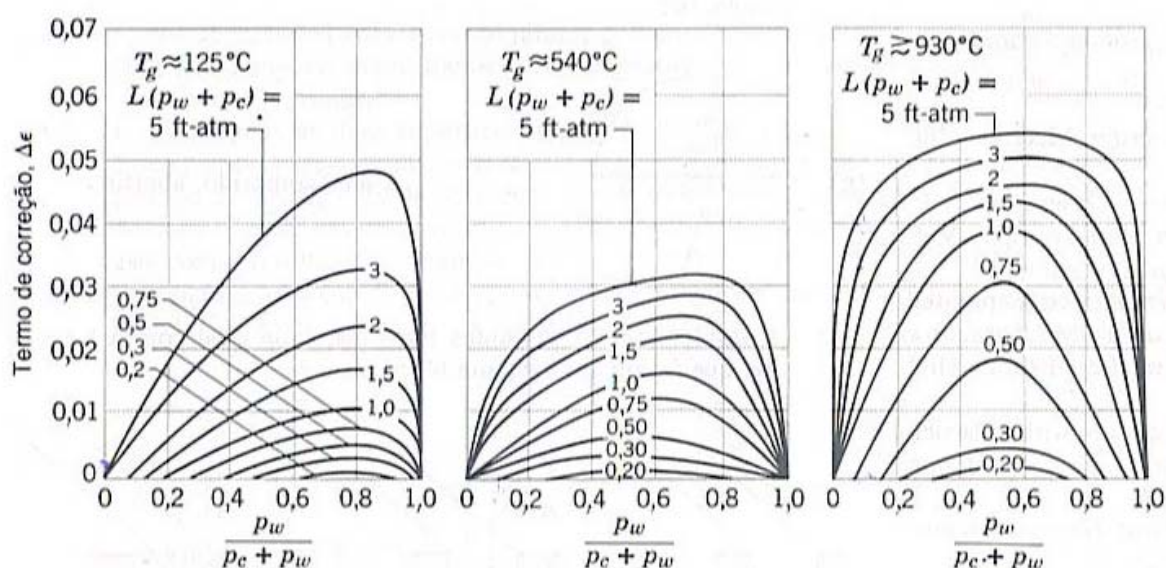


FIGURA 4.14 – Termo de correção associado à mistura de H₂O e CO₂

FONTE: INCROPERA; DEWITT, 1992, p. 383

4.3 Cálculo da perda de energia em cada volume de controle

Em cada volume de controle ocorre uma perda de energia para o ambiente através das paredes e do teto do Glendon. A taxa de energia perdida por volume de controle pode ser calculada pela EQ 4.21.

$$\dot{Q}_{perda_i} = \dot{Q}_{parede_i} + \dot{Q}_{teto_i} \quad (4.21)$$

onde

\dot{Q}_{parede_i} é a taxa de energia perdida pela parede na posição i [kW]

\dot{Q}_{teto_i} é a taxa de energia perdida pelo teto na posição i [kW]

O procedimento de cálculo das taxas de energia perdida pela parede e pelo teto está descrito na seção 3.3.3.

CAPÍTULO 5

SISTEMA DE MEDIÇÃO E ANÁLISE DE INCERTEZA

Os valores utilizados nos cálculos deste trabalho foram obtidos pela medição realizada pela instrumentação existente no Glendon, conforme FIG 5.1. As exceções são as temperaturas das paredes externas e do teto do Glendon, que foram medidas com pirômetro ótico, conforme descrito na seção 3.3.3. A TAB A 2.1 do APÊNDICE 2 apresenta as características dos instrumentos de medição, bem como os certificados de calibração.

Para cada grandeza medida, foi realizada a análise de incerteza. A incerteza é o parâmetro que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser atribuídos a uma grandeza medida (INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL, 2003). A incerteza considerada neste trabalho é a incerteza expandida para um intervalo de confiança de 95%, que pode ser calculada pela EQ 5.1 (FIGLIOLA; BEASLEY, 1995) .

$$U_{95\%} = k_{95\%} \cdot u_c(x) \quad (5.1)$$

onde

$k_{95\%}$ é o fator de abrangência para um intervalo de confiança de 95%

$u_c(x)$ é a incerteza padrão combinada

O cálculo da incerteza padrão combinada $u_c(x)$ de cada grandeza medida é apresentado no APÊNDICE 2.

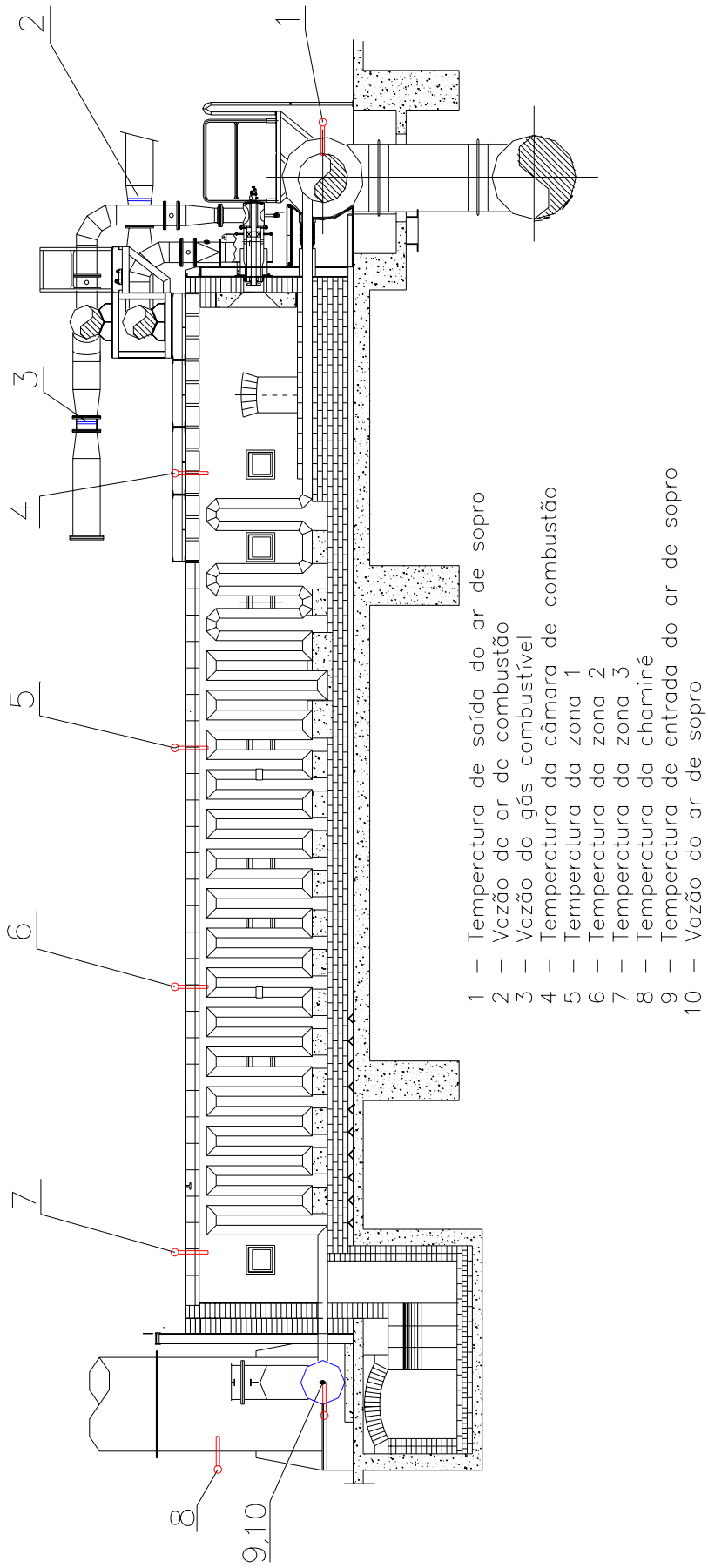


FIGURA 5.1 – Instrumentação dos Glendons

5.1 Equações para correção dos desvios na medição de temperatura

Na medição de temperatura de fluidos, alguns desvios são causados pela transferência de calor entre o sensor e o meio, independente do tipo de sensor utilizado.

Para o cálculo do desvio devido à condução de calor pelo termopar, Doebelin (1990) fornece as EQS 5.2 e 5.3:

$$E_{cond} = T_t - T_f = \frac{T_p - T_f}{\cosh(mL)} \quad (5.2)$$

$$m = \sqrt{\frac{hC}{kA}} \quad (5.3)$$

onde,

T_f é a temperatura do fluido [K]

T_p é a temperatura da parede onde está fixo o termopar [K]

T_t é a temperatura medida pelo termopar [K]

L é a profundidade de imersão do termopar [m]

h é o coeficiente de convecção do fluido [W/m² K]

C é o perímetro da seção transversal do termopar [m]

A é a área do termopar [m²]

k é a condutividade térmica do termopar [W/m K]

Para o cálculo do desvio devido à radiação Doebelin (1990) fornece a EQ (5.4):

$$E_{rad} = T_t - T_f = \frac{0,174\varepsilon_t}{h} \frac{T_p^4 - T_t^4}{10^8} \quad (5.4)$$

onde

h é o coeficiente de convecção [W/m² K]

ε_t é a emissividade do termopar

T_t é a temperatura medida pelo termopar [K]

T_p é a temperatura da parede onde está fixo o termopar [K]

T_f é a temperatura do fluido [K]

Assim, as temperaturas medidas do ar de sopro e dos gases da combustão foram corrigidas pela EQ 5.5 (DOEBELIN, 1990):

$$T_f = T_t + (E_{cond} + E_{rad}) \quad (5.5)$$

onde

T_f é a temperatura do fluido corrigida

T_t é a temperatura do fluido medida pelo instrumento

E_{cond} é o desvio devido à condução no termopar

E_{rad} é o desvio devido à radiação no termopar

CAPÍTULO 6

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados das medições realizadas, os resultados do balanço de massa e energia do Glendon, a análise de trocadores de calor, o ganho de temperatura do ar de sopro na saída do Glendon em função do isolamento térmico da tubulação de entrada e o modelo matemático do comportamento térmico do Glendon.

6.1 Medições realizadas

Os valores utilizados nos cálculos foram medidos pela instrumentação existente no Glendon, e registrados automaticamente pelo sistema de supervisão a cada hora durante vinte quatro horas no dia 27/03/06. Os valores medidos e suas respectivas incertezas expandidas, considerando um intervalo de confiança de 95%, são apresentados na TAB 6.1.

TABELA 6.1
Resultados das medições realizadas

Variável	Unidade	Glendon 2
Vazão volumétrica do gás de alto-forno	[Nm ³ /h]	3624,00 ± 108,00
Vazão volumétrica do ar de combustão	[Nm ³ /h]	6036,00 ± 144,00
Vazão volumétrica do ar de sopro	[Nm ³ /h]	9842,00 ± 108,00
Temperatura dos gases na câmara de combustão	[°C]	1029,00 ± 11,15
Temperatura dos gases na zona 1	[°C]	726,00 ± 10,08
Temperatura dos gases na zona 2	[°C]	517,00 ± 7,49
Temperatura dos gases na zona 3	[°C]	410,00 ± 6,23
Temperatura dos gases na chaminé	[°C]	387,00 ± 5,46
Temperatura do ar de sopro na saída	[°C]	760,00 ± 10,51
Temperatura do ar de sopro na entrada	[°C]	90,67 ± 0,44

Os desvios nas leituras de temperatura devido à radiação e à condução nos termopares foram desconsiderados, pois apresentaram valores inferiores ao da incerteza do sistema de medição. Os valores de temperatura apresentaram incerteza em torno de 1,5%, enquanto os valores de vazão volumétrica apresentaram incerteza superior a 3,5%.

6.2 Resultados do balanço energético

Os balanços de massa e de energia foram aplicados no Glendon utilizando os valores apresentados na TAB 6.1 e as equações descritas nas seções 3.2 e 3.3. Os cálculos foram realizados pelo programa desenvolvido utilizando o aplicativo *ESS*[®], conforme FIG. 6.1.

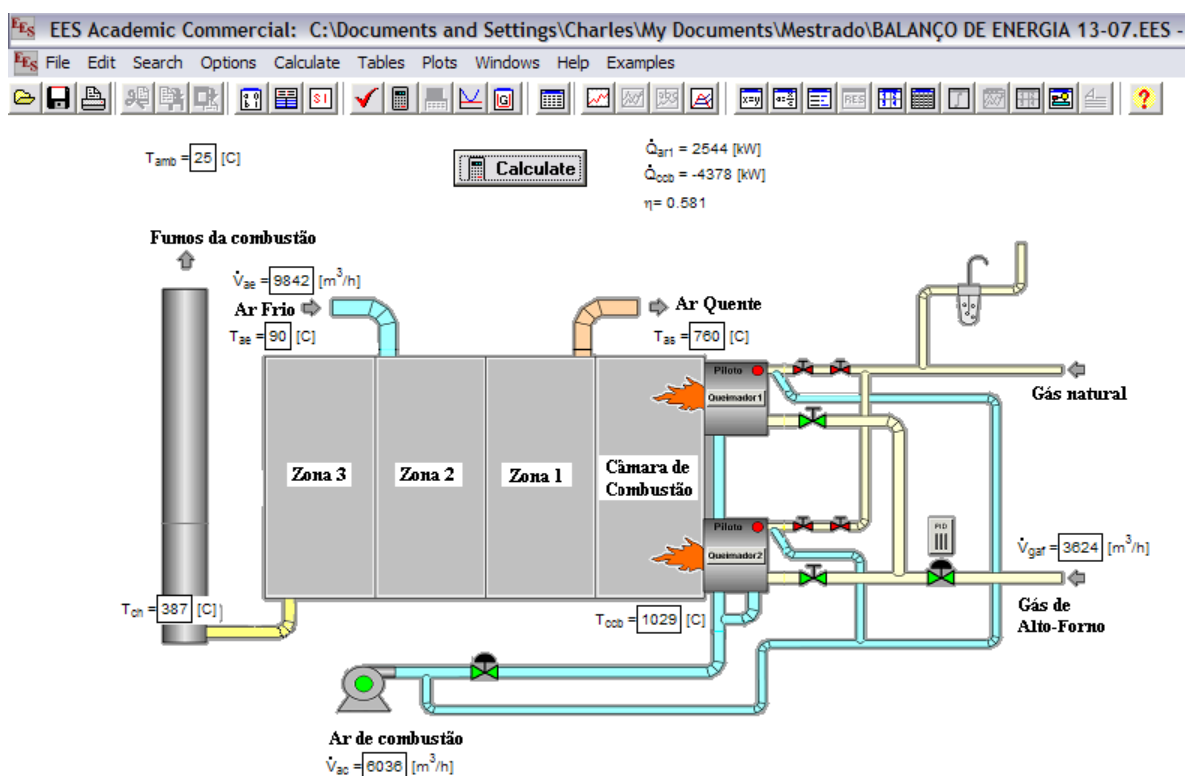


FIGURA 6.1 – Tela do EES[®] para cálculo da eficiência do Glendon

A TAB. 6.2 mostra os resultados dos balanços de massa e energia.

TABELA 6.2

Valores dos balanços de massa e de energia do Glendon

Descrição	Símbolo	Unidade	Valor
Vazão mássica de ar de sopro	\dot{m}_{ar}	[kg/s]	3,533 ± 0,039
Vazão mássica dos gases da combustão	\dot{m}_{gc}	[kg/s]	3,501 ± 0,105
Taxa de energia da combustão	\dot{Q}_{ccb}	[kW]	4387 ± 168
Taxa de energia absorvida pelo ar de sopro	\dot{Q}_{ar}	[kW]	2544 ± 44
Taxa de energia perdida pelas paredes	\dot{Q}_{parede}	[kW]	20,79 ± 0,42
Taxa de energia perdida pelo teto	\dot{Q}_{teto}	[kW]	15,23 ± 0,30
Taxa de energia dos gases da combustão na chaminé	\dot{Q}_{ch}	[kW]	1791 ± 68
Eficiência energética	η	%	58,11 ± 2,46

A FIG 6.2 mostra a distribuição de energia no Glendon. De toda energia térmica gerada pela combustão do gás de alto-forno, 58% é absorvida pelo ar de sopro, 41% sai nos gases da combustão pela chaminé e 1% é perdida pelas paredes e teto.

O GRA 6.1 mostra que, apesar do valor total de energia perdida pelas paredes e pelo teto ser pequeno, a perda de energia para o ambiente se concentra na região próxima à câmara de combustão. Isso ocorre porque, embora o isolante térmico desta região (0,0398 W/m K) possua uma condutividade térmica menor que o isolante das outras regiões (1,464 W/m K) do Glendon, a temperatura dos gases na câmara de combustão é mais elevada.

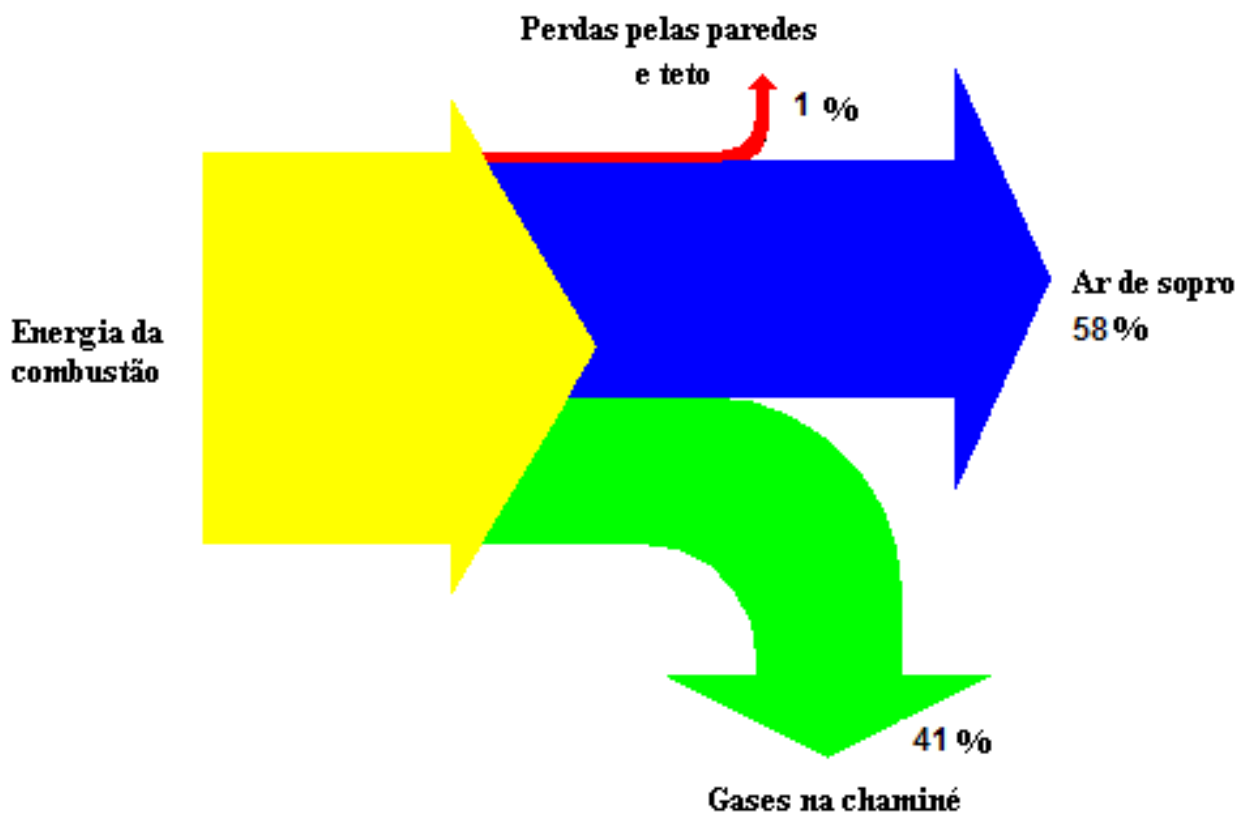


FIGURA 6.2 – Distribuição de energia no Glendon

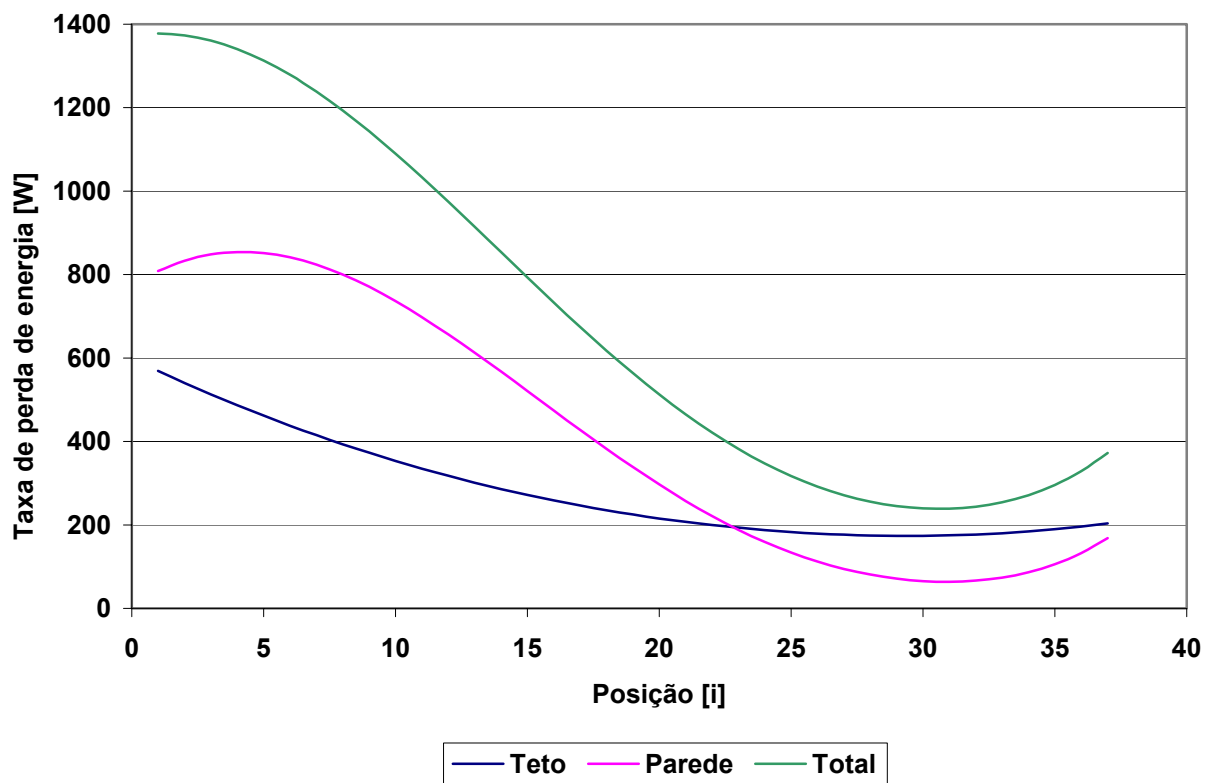


GRÁFICO 6.1 – Perfil da perda de energia pelas paredes e teto do Glendon

6.3 Avaliação do Glendon como um trocador de calor

A análise de trocador de calor teve como objetivo determinar a efetividade do Glendon. A TAB 6.3 apresenta os resultados obtidos.

TABELA 6.3
Resultados da avaliação do Glendon como um trocador de calor

Descrição	Símbolo	Unidade	Valor
Máxima taxa troca de energia possível	$\dot{Q}_{máx}$	[kW]	3563 ± 103
Taxa de troca de energia real	\dot{Q}_{real}	[kW]	2542 ± 44
Efetividade	ε	%	71,35 ± 3,26

A partir da efetividade, é possível estabelecer uma relação entre as temperaturas de entrada e de saída do ar. Para o aumento da temperatura do ar de entrada, foi simulada a aplicação de isolamento térmico na tubulação de entrada. Quatro materiais isolantes foram testados, conforme a TAB 6.4, com espessuras de camada a partir de 0,0125 m (1/2") até 0,1016 m (4").

TABELA 6.4
Materiais aplicáveis no isolamento térmico de tubulações industriais

Curva	1	2	3	4
Material	Silicato de cálcio	Lã de rocha	Fibra de vidro	Fibra cerâmica
Condutividade Térmica [W/m K]	0,059313	0,04071	0,03838	0,02907

FONTE - RAHDE, 2006

O GRA 6.2 mostra a temperatura do ar de sopro na entrada dos Glendons em função da espessura da camada isolante e do material aplicado. Atualmente, a temperatura do ar na entrada dos Glendons é 90°C, sendo que a temperatura do ar na saída do turbo compressor é 140°C. Logo, ocorre um decréscimo de 50°C na temperatura do ar de sopro desde o turbo compressor até a entrada dos Glendons. Com uma camada isolante de 0,0125 m (1/2") de espessura de silicato de sódio (*GRA 6.2) a temperatura do ar de

sopro na entrada dos Glendons seria 126,5°C, enquanto que se uma camada de 0,1016 m (4”) de fibra cerâmica (**GRA 6.2) fosse aplicada esta temperatura seria 138,5°C.

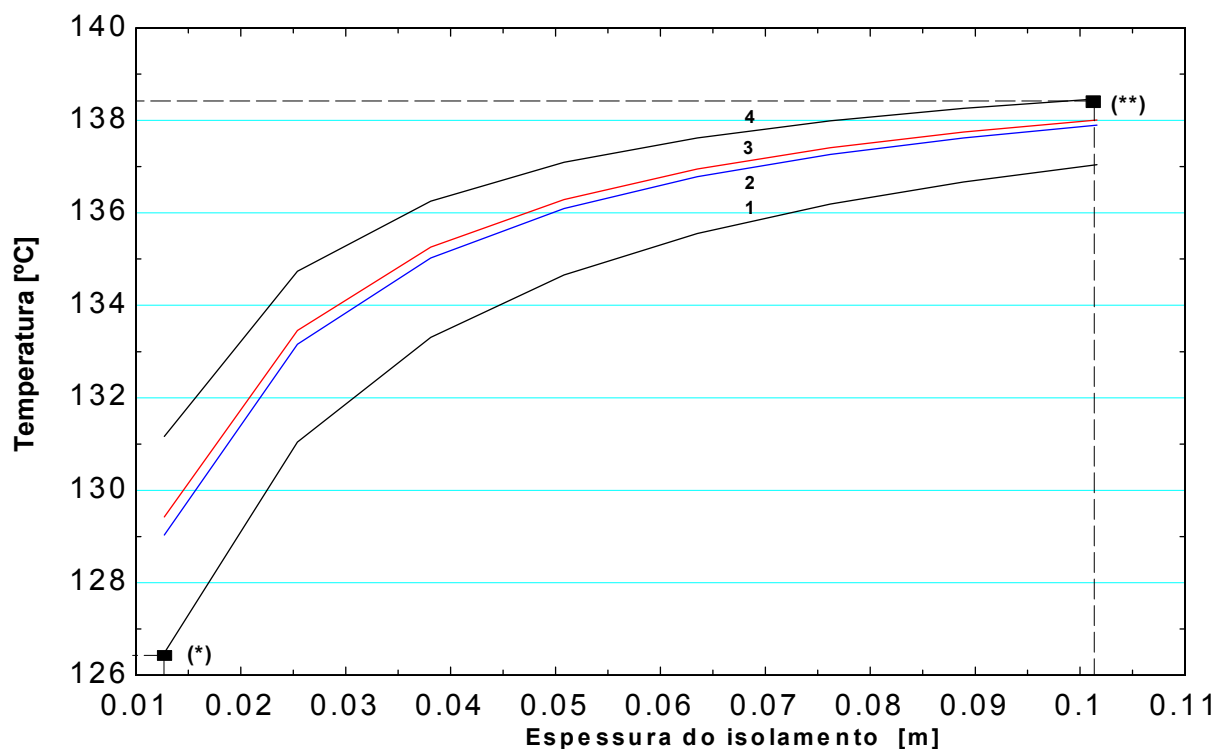


GRÁFICO 6.2 – Variação da temperatura do ar sopro na entrada nos Glendons em função da espessura e do material do isolamento térmico da tubulação de ar

A partir do aumento de temperatura do ar de sopro na entrada Glendon devido ao isolamento térmico da tubulação, é possível determinar a temperatura do ar de sopro na saída do Glendon, conforme mostra o GRA 6.3. Para um aumento na temperatura do ar de entrada de 48,5°C (considerando o isolamento da tubulação de entrada com uma camada de 0,1016 m (4”) de fibra cerâmica), a temperatura na saída tem um aumento de 14°C, considerando todos os outros parâmetros constantes no Glendon. Assim, é necessário fazer uma análise econômica para verificação da viabilidade do isolamento térmico na tubulação de entrada.

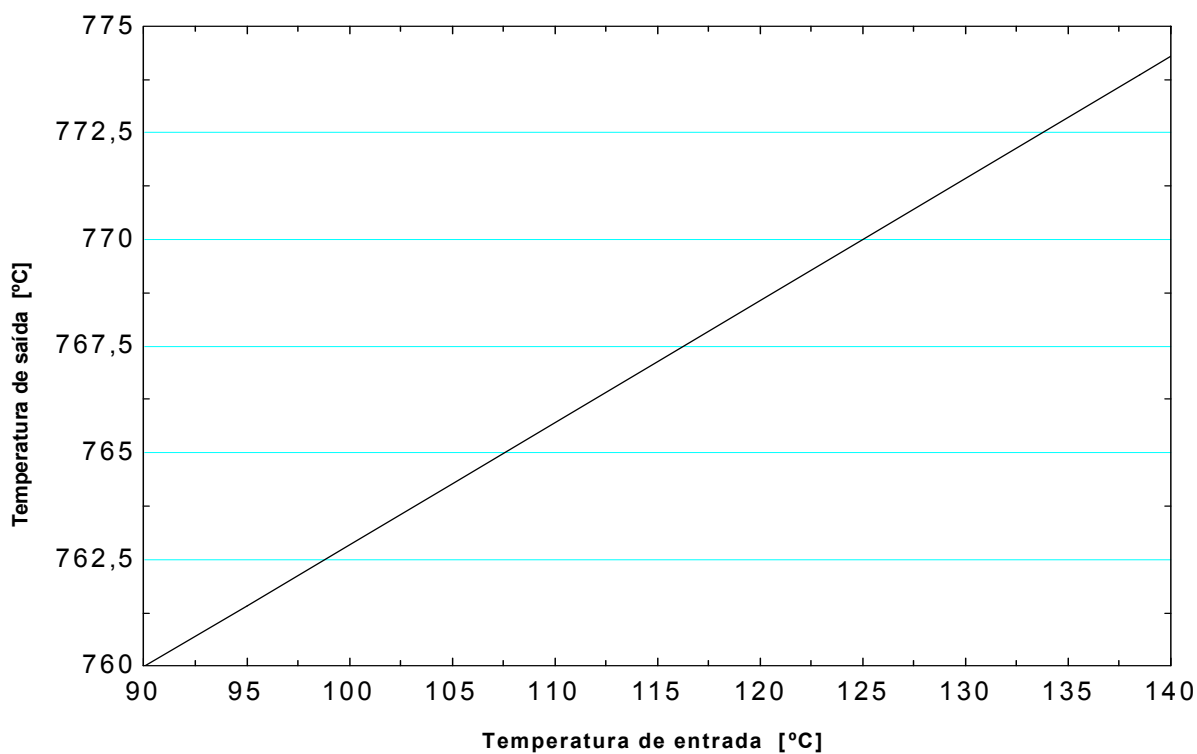


GRÁFICO 6.3 – Temperatura do ar de sopro na saída do Glendon em função da temperatura de entrada

6.4 Modelo matemático integral do Glendon

Para descrever o comportamento térmico do Glendon foi desenvolvido um modelo matemático integral, onde a zona de troca térmica foi dividida em 36 volumes de controle isotérmicos. Em cada volume foram aplicadas as equações de balanço de energia e de transferência de calor.

O GRA 6.4 mostra os perfis de temperatura dos gases da combustão e do ar de sopro ao longo do Glendon.

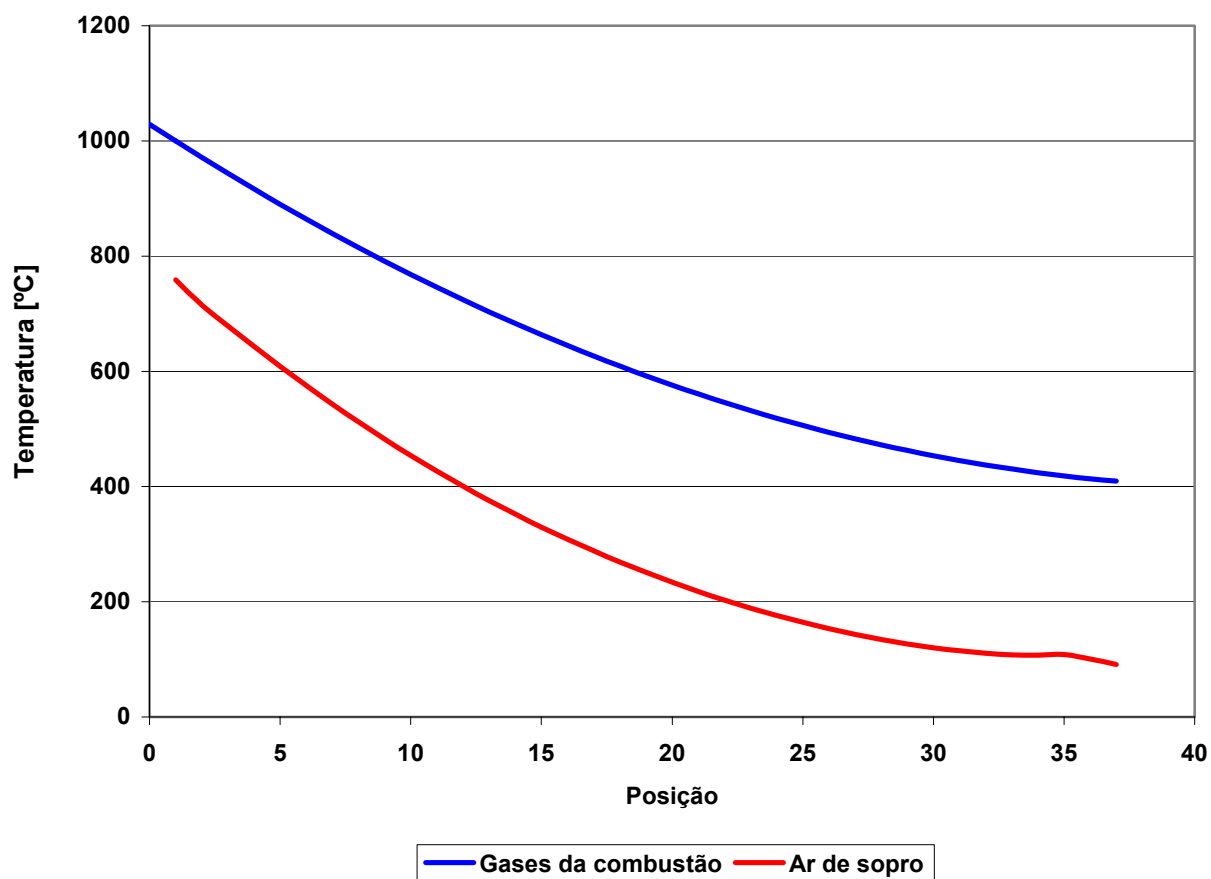


GRÁFICO 6.4 - Temperatura dos gases da combustão e do ar de sopro ao longo do Glendon

Os perfis de temperatura dos gases da combustão e do ar de sopro são quase paralelos, especialmente nas regiões mais frias. Nas posições iniciais, os valores de temperatura do ar são mais próximos dos valores de temperatura dos gases da combustão. Esta proximidade se deve à parcela de troca térmica por radiação.

O GRA 6.5 mostra a energia trocada entre os dois fluidos por convecção e radiação ao longo do Glendon. A transferência de energia por convecção é predominante ao longo de todo o Glendon, e a transferência de energia por radiação é mais significativa nas posições iniciais, próximo à câmara de combustão.

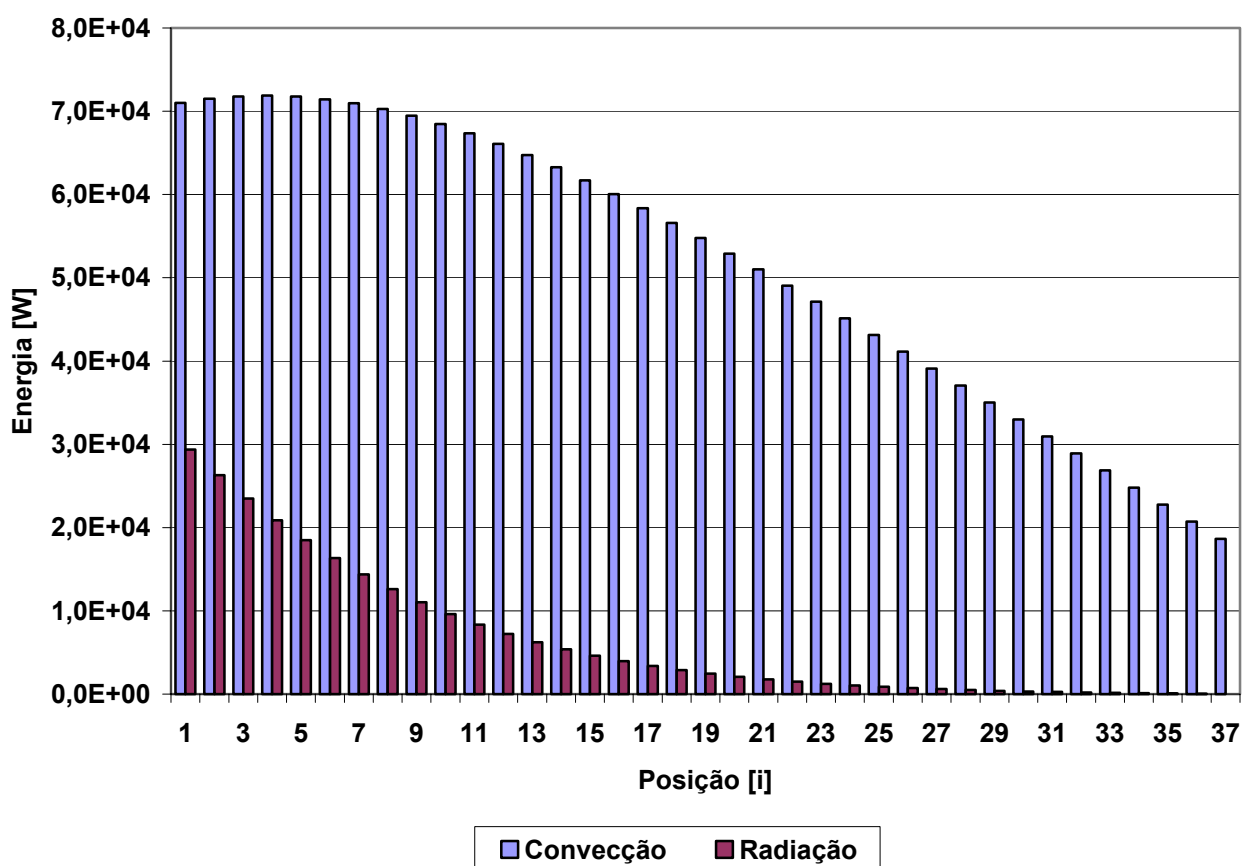


GRÁFICO 6.5 – Distribuição de energia transferida por convecção e por radiação ao longo do Glendon

O GRA 6.6 mostra que de toda energia trocada entre os dois fluidos 89% é devido à convecção.

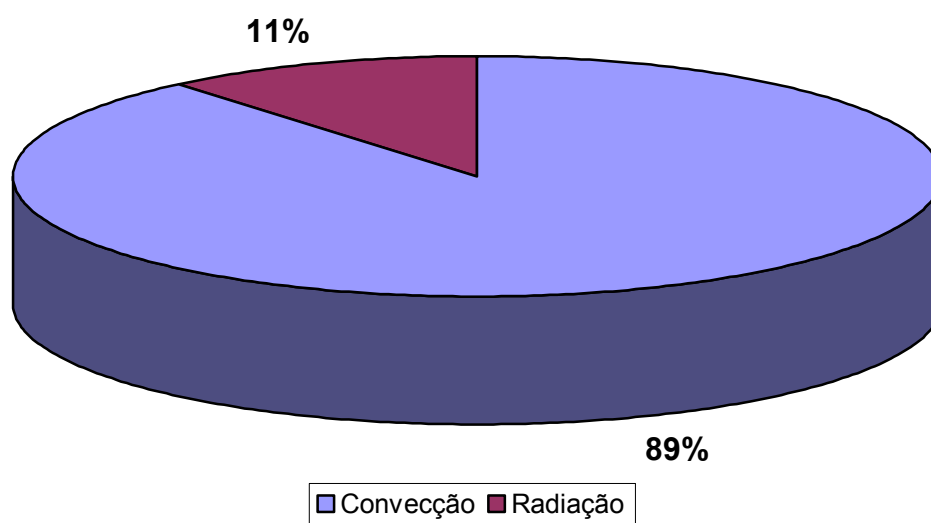


GRÁFICO 6.6 - Contribuição da convecção e da radiação em todo o Glendon

A contribuição da radiação na transferência de energia é maior nas primeiras posições, conforme GRA 6.7. De toda energia de radiação, 56% é trocada nos cinco primeiros volumes de controle. Isso ocorre por duas razões. A primeira razão é que parte desta energia por radiação é trocada com as paredes, teto e piso da câmara de combustão, e esta energia não consegue alcançar os tubos mais distantes devido ao fator de forma, que decresce à medida que os tubos se afastam da câmara de combustão. A segunda razão é que, apesar da diferença de temperatura entre os fluidos ser menor nesta região, a energia líquida trocada entre eles é proporcional à diferença das temperaturas elevadas à quarta potência.

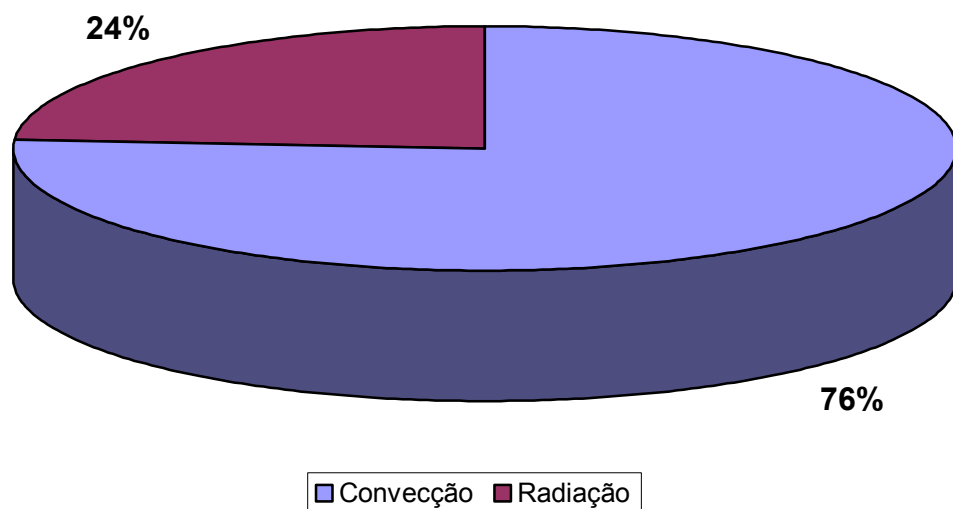


GRÁFICO 6.7 - Contribuição da convecção e da radiação nas cinco primeiras posições

Aumentar a troca térmica entre os fluidos, e conseqüentemente aumentar a eficiência e a efetividade do Glendon, significa aumentar a transferência de energia por radiação e por convecção entre os gases da combustão e o ar de sopra. Sem grandes modificações geométricas, aumentar a transferência de energia por radiação é uma tarefa difícil. Uma forma é aumentar a emissividade dos gases da combustão. Isso implica na mudança da composição química dos gases, o que na prática não é viável, pois o combustível utilizado é o gás proveniente dos altos-fornos. Outra forma é aumentar a temperatura dos gases da combustão nas primeiras regiões, mas existe um limite devido às propriedades mecânicas do material das serpentinas. Ainda assim, o ganho global certamente não seria grande, pois a contribuição da radiação é pequena quando comparada com a convecção.

Por outro lado, é possível aumentar a transferência de energia por convecção através do aumento do coeficiente de convecção. O coeficiente de convecção é diretamente proporcional ao número de Reynolds, que expressa o grau de turbulência do escoamento, e conseqüentemente diretamente proporcional à velocidade do fluido. Assim, se a velocidade do escoamento dos gases da combustão aumentar, o coeficiente de convecção também aumenta, e conseqüentemente a troca térmica será maior.

O GRA 6.8 apresenta a variação do coeficiente de convecção e da velocidade dos gases da combustão. A velocidade e o coeficiente de convecção diminuem devido à perda de temperatura dos gases da combustão ao longo do Glendon.

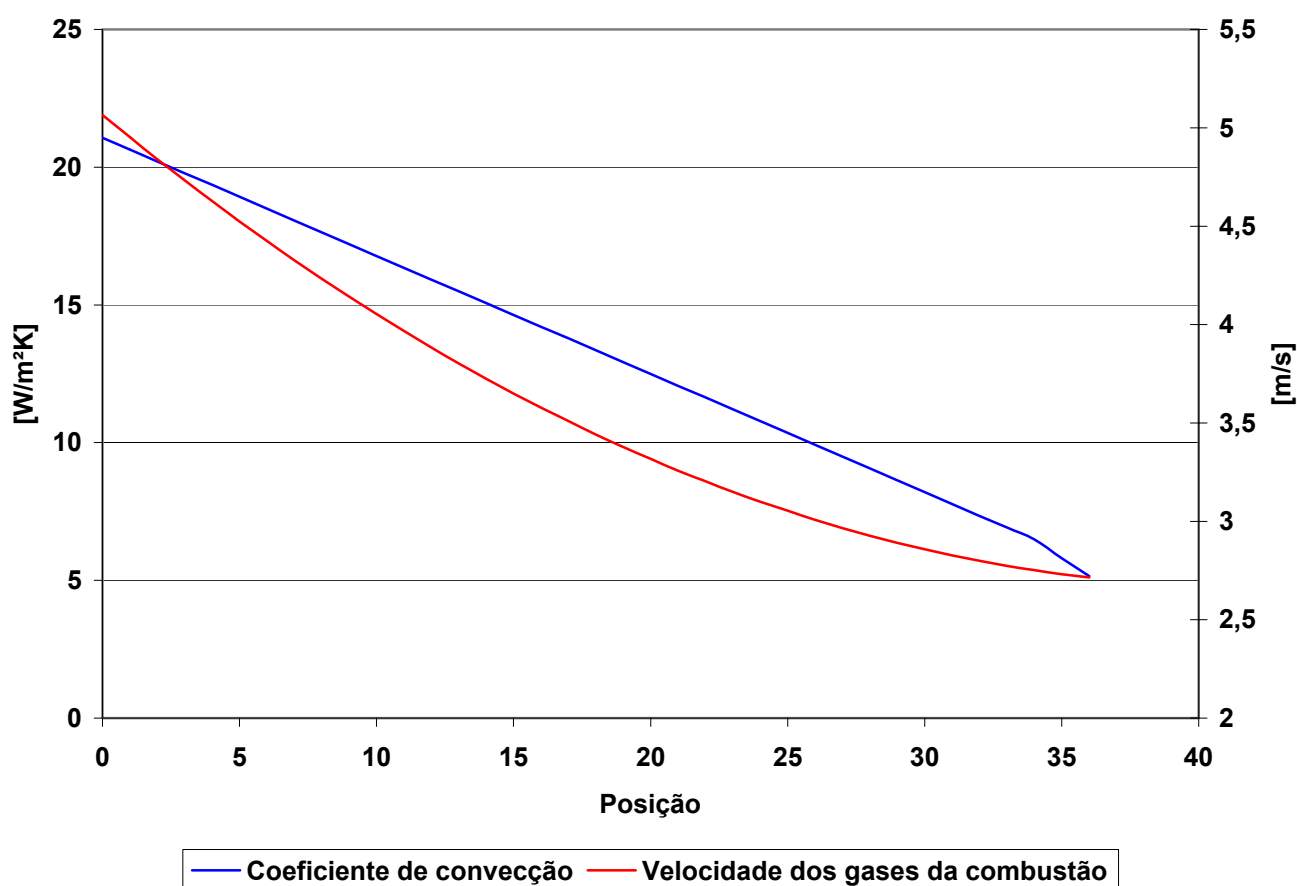


GRÁFICO 6.8 – Variação do coeficiente de convecção e da velocidade dos gases da combustão ao longo dos Glendons

A partir das EQS 4.4 e 4.6 e expressando o número de Nusselt em função da velocidade do escoamento, foi possível obter uma relação direta entre o coeficiente de convecção e a velocidade dos gases da combustão, conforme EQ 6.1

$$h_{conv} = cV^{0,608} \quad (6.1)$$

onde

c é praticamente constante ao longo de todo o Glendon e é aproximadamente igual a 4,56.

V é a velocidade dos gases da combustão [m/s]

Com base nesta relação e considerando a mesma variação de energia dos gases da combustão no primeiro volume de controle, foi verificado o comportamento da temperatura do ar de sopro em função da velocidade dos gases de combustão, conforme GRA 6.9. Se a velocidade média dos gases de combustão aumentasse 10%, a temperatura do ar de sopro aumentaria 18°C no primeiro volume de controle.

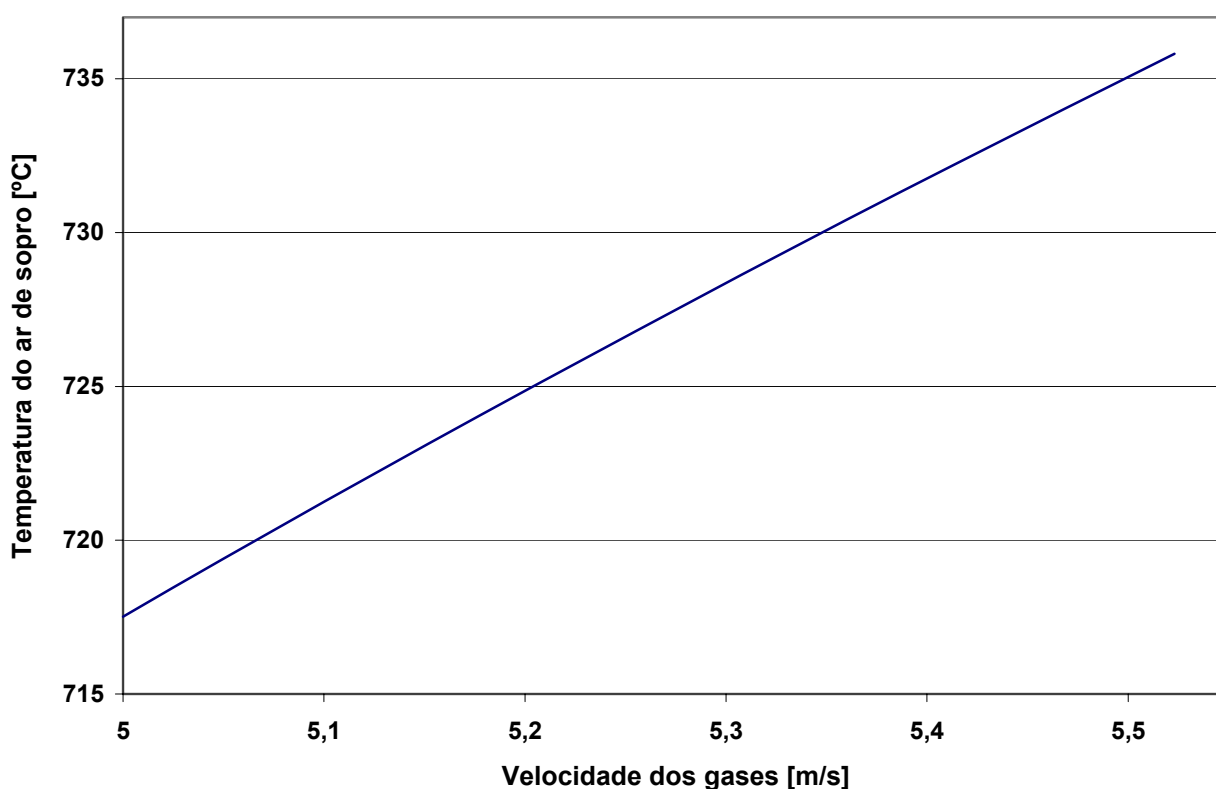


GRÁFICO 6.9 - Variação da temperatura do ar de sopro em função da velocidade média dos gases da combustão no primeiro volume de controle

Assim, o aumento da transferência de calor por convecção pode ser considerada uma alternativa tecnicamente mais viável para o aumento da eficiência energética do Glendon do que o aumento da transferência térmica por radiação.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizada uma análise do desempenho energético e desenvolvido um modelo matemático integral que simula o comportamento térmico do Glendon da V&M do Brasil.

Através dos balanços de massa e de energia foi calculada a eficiência energética do Glendon, que é igual a 58%. A perda de energia pelas paredes e teto representa cerca de 1% da energia liberada pela combustão do gás de alto-forno. Esta perda pode ser reduzida se o isolamento do teto nas câmaras de combustão for melhorado, uma vez que é por esta região que a maior parte da energia é perdida.

Foi simulado o isolamento térmico da tubulação que conduz o ar de sopro desde o turbo compressor até os Glendons utilizando quatro materiais com espessuras de 0,0125 m ($\frac{1}{2}$ "") até 0,1016 m (4"). Atualmente, existe uma perda térmica de aproximadamente 50°C. Com uma camada isolante de 0,1016 m de fibra cerâmica a perda térmica passaria para 1,5 °C.

Pela análise de trocador de calor foi possível determinar a efetividade do Glendon e verificar o efeito da temperatura de entrada na temperatura de saída. Se a temperatura de entrada aumentasse 48,5°C, devido ao isolamento térmico da tubulação, a temperatura do ar na saída aumentaria 14°C.

O modelo matemático desenvolvido permitiu determinar os perfis de temperatura dos gases de combustão e do ar de sopro, além da quantidade de energia transferida por radiação e por convecção ao longo do Glendon. A radiação é responsável por 11% de toda energia trocada, e se concentra nas regiões mais próximas à câmara de combustão, onde sua contribuição chega a 24%. A convecção possui um perfil de decréscimo quase linear e é responsável por 89 % de toda energia transferida. Devido a sua importância neste processo de transferência, a convecção se mostra como uma boa alternativa para aumento da eficiência do Glendon. Foi verificado que o aumento de 10% da velocidade

dos gases da combustão no primeiro volume de controle gera um aumento de 18°C na temperatura do ar de sopro na saída do Glendon.

Sugestões para etapas futuras

- Determinar a vazão do ar de sopro para cada Glendon individualmente. Pode ser feito com tomadas de pressão diferencial entre os coletores de ar frio e de ar quente;
- Analisar a composição química do gás de alto-forno em tempo real para melhor determinação de seu poder calorífico;
- Analisar os gases na chaminé para validação da equação da combustão;
- Avaliação econômica do isolamento térmico da tubulação que conduz o ar de sopro desde o turbo compressor até a entrada dos Glendons;
- Fazer análise de sensibilidade dos desvios de medição nos resultados;
- Melhorar o modelo de comportamento térmico do Glendon para permitir análises bidimensionais e tridimensionais.

ABSTRACT

The siderurgical Glendon has the propose of to heat the air that is injected into the blast furnace, until the temperatures required by the iron ore reduction process. The blast furnace 2 of V&M do Brasil has a heating system compound by 3 Glendons. In this work, a thermodynamic analysis of the Glendon was done and a simplified mathematical model was developed in order to simulate the thermal behavior of the Glendon. The Glendon's energetic efficiency was calculated through the thermodynamics analysis, and it was found 58%. As a heat exchanger, the Glendon has an effectiveness of 71%. The insulation of the inlet pipe was tested with four different materials and different layer widths. A 0,1016 meters layer of ceramic fiber applied in the inlet pipe would increase the inlet air temperature from 90°C to 148,5°C. This increase in the inlet air temperature means an increase of 14°C in the outlet air temperature. The heat exchange zone was divided in 36 isothermal control volumes in order to develop the thermodynamic mathematical model. The energetic balance and the heat transfer equations were applied in these control volumes. The mathematical model presented that an amount of 11% of all exchanged energy between the combustion gases and the blown air is exchanged by radiation, and 56% of all radiation is present in the first five control volumes. The others 89% of all energy are exchanged by convection, and the convection is more significant in all Glendon long. Considering the importance of the heat transfer by convection in this system, its was checked out that an increase of 10% in the speed of the combustion gases in the first control volume means an increase of 18°C in the outlet temperature. Then, the heat transfer by convection can be considered a feasible alternative in order to increase the Glendon's energetic efficiency.

Key-words: energetic efficiency, effectiveness, heat exchanger, convection.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CASTRO, L. F. A. *Melhorias operacionais em Altos-Fornos com Stave-Cooler*. Belo Horizonte: Vallourec&Mannesmann do Brasil, 2005

DOEBELIN, E. O. *Measurement systems: application and design*. 4th. ed. New York, St. Louis: McGraw-Hill, 1990. 960p.

FERROS E AÇOS I. *Alguns conceitos básicos*. Disponível em : <<http://myspace.eng.br/eng/mat/acol.asp>>. Acesso em: 07 jun. 2005.

FIGLIOLA, R.S.; BEASLEY, D.E. *Theory and Design for Mechanical Measurement*. 2° ed. Clemson: John Wiley & Sons, Inc., 1995. 607 p.

GASIN. *Técnicas Oxigênio-Combustível*. Disponível em: <http://www.gasin.pt/htm/your_business/Glass_OxyFuelTech.htm>. Acesso em: 01 de junho de 2006.

HOLMAN, J.P. *Transferência de calor*. São Paulo: McGraw-Hill, Inc. 1983. 639 p.

INCROPERA, F. P; DEWITT, D. P. *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. 3° ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1992. 455 p.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. *Ferramentas básicas para a garantia da qualidade*. Belo horizonte, 2003. 27 p.

IOPE INSTRUMENTOS DE PRECISÃO LTDA. *Catálogo de termometria*. São Paulo. 194 p.

NOTAS DE AULA PARA O CURSO DE INTRODUÇÃO EM ENGENHARIA METALÚRGICA. Disponível em:

<http://www.dcm.puc-rio.br/dcm_download.php>. Acesso em: 06 jun. 2006.

RAHDE, S. B. *Notas de aula: geração e utilização de vapor*. Disponível em <www.em.pucrs.br/~sergio/vapor/ISOLAMENTO_TERMICO.pdf> . Acesso em :13 jun. 2006.

RELATÓRIO DE CUSTOS DA CONTROLADORIA DA SUPERINTENDÊNCIA SIDERÚRGICA DA V&M DO BRASIL. Belo Horizonte, 2006.

RELATÓRIO DE PRODUÇÃO – GERÊNCIA DOS ALTOS-FORNOS DA V&M DO BRASIL. Belo Horizonte, 2006.

SILVA, R.J. *Simulação Numérica do Aquecimento Tridimensional de Cilindros e Placas em Fornos de Soleira Caminhante*. 2001. 100 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. 2001.

SMS DEMAG LTDA. *Sistema de aquecimento de sopro: manual de operação, manutenção e catálogos*. Belo Horizonte, 2001.v 1.

WARK, K. J. *Thermodynamics*. 5th. Ed. New York: McGraw-Hill, 1989. 954p.

WELTY, J. R; WICKS, C. E; WILSON, R. E.; RORRER, G. L. *Fundamentals of momentum, heat and mass transfer*. 4th Ed. New York: John Wiley, 2001. 759p.

APÊNDICE 1

COMPOSIÇÃO DOS GASES E CÁLCULO DE EMISSIVIDADE

Este APÊNDICE apresenta a composição química dos fluidos do Glendon, bem como os parâmetros utilizados na determinação da emissividade dos gases da combustão.

TABELA A 1.1
Composição química dos fluidos

Componente	Gás de alto-forno [kmol _i /kmol _{GAF}]*	Gases da combustão [kmol _i /kmol _{GAF}]
CO	0,25	0
CO ₂	0,195	0,448
H ₂	0,05	0
H ₂ O	0,01	0,066
CH ₄	0,003	0
N ₂	0,492	1,81
O ₂	0	0,195

*FONTE: SMS DEMAG LTDA, 2001

TABELA A 1.2
Parâmetros utilizados no cálculo da emissividade dos gases da combustão

Parâmetro	Símbolo	T = 1302 K	T = 683 K
Comprimento feixe médio [ft]	L_e	1,35	1,35
Pressão Parcial H ₂ O	P_{H_2O}	0,03	0,03
Pressão Parcial CO ₂	P_{CO_2}	0,20	0,20
-	$\frac{P_{H_2O}}{P_{H_2O} + P_{CO_2}}$	0,128	0,128
	$L_e(P_{H_2O} + P_{CO_2})$	0,308	0,308
Termo de correção de mistura de gases	$\Delta\varepsilon$	0,000	0,002
-	$L_e P_{H_2O}$	0,0395	0,0395
-	$L_e P_{CO_2}$	0,268	0,268
Emissividade dos gases da combustão	ε_g	0,120	0,138

APÊNDICE 2

INSTRUMENTAÇÃO E ANÁLISE DE INCERTEZA

Este APÊNDICE apresenta as características dos instrumentos de medição de temperatura do Glendon (IOPE INSTRUMENTOS DE PRECISÃO LTDA), a análise de incerteza realizada para cada grandeza medida, e os certificados de calibração dos termopares da câmara de combustão e do ar entrada nos Glendons (os certificados dos outros instrumentos não foram disponibilizados).

TABELA A 2.1

Características dos instrumentos de medição do Glendon

Medição de temperatura				
Posição	Tipo	Inserção [mm]	Temp. máx. [°C]	Referência IOPE
Câmara de combustão	S	1100	1215	Série 18500
Zona 1	K	700	985	Série 18500
Zona 2	K	700	985	Série 18500
Zona 3	K	700	985	Série 18500
Chaminé	K	700	550	Série 18300
Ar de saída	K	600	900	20900 - 7600
Ar de entrada	PT-100	350	220	Não disponível

FONTE: IOPE INSTRUMENTOS DE PRECISÃO LTDA

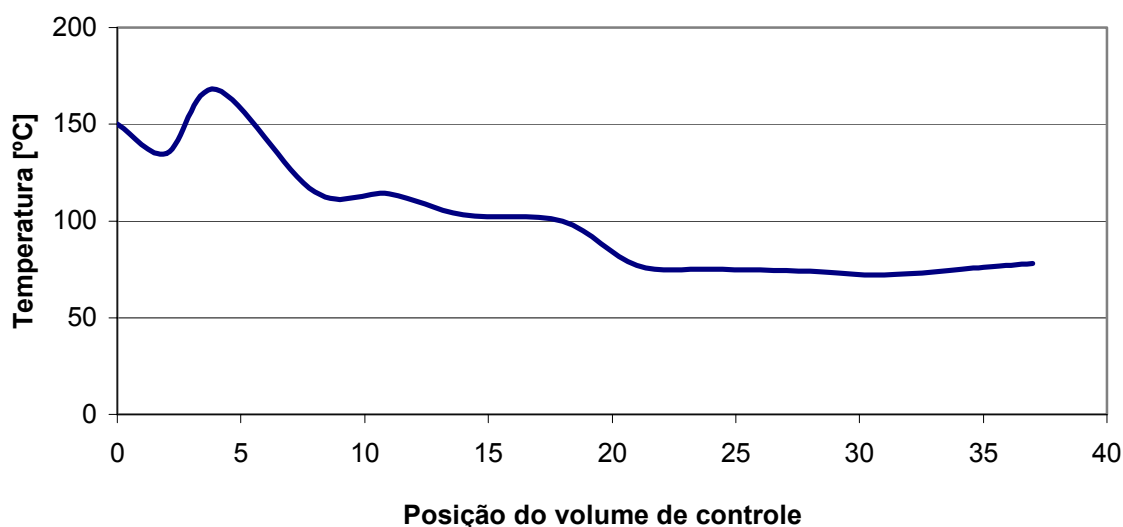


GRÁFICO A 2.1 – Perfil de temperatura média das paredes laterais do Glendon

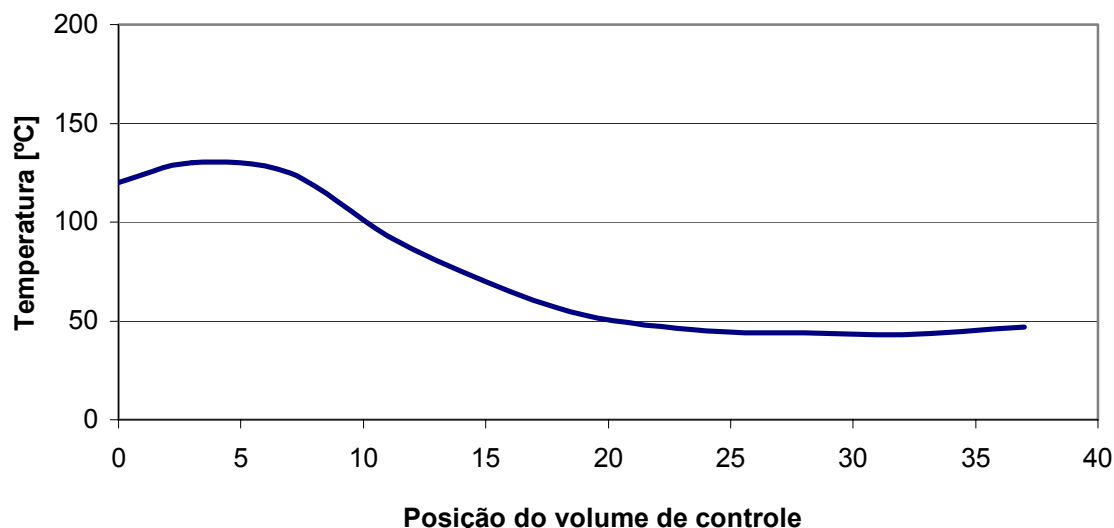


GRÁFICO A 2.2 – Perfil de temperatura média do teto do Glendon

TABELA A 2.2

Valores medidos pela instrumentação do Glendon 2

27/03/2006	T saída	Tcc	Z1	Z2	Z3	Tch	V gas	V ac	V ar
00:53:	764	1.029	736	532	425	403	3.998	6.774	29.888
01:53:	765	1.046	722	509	401	376	3.282	5.358	29.925
02:53:	744	1.017	705	497	394	370	3.425	5.823	30.185
03:53:	761	1.041	727	514	406	381	3.467	5.805	30.149
04:53:	760	1.047	722	510	402	376	3.108	5.618	29.969
05:53:	749	1.033	718	508	404	380	3.736	6.347	30.209
06:53:	773	1.047	742	533	424	398	3.844	6.375	29.986
07:53:	765	1.043	732	523	415	390	3.728	6.211	29.503
08:53:	751	1.016	707	498	392	368	3.272	5.513	29.955
09:53:	761	1.017	734	530	425	401	4.056	6.881	29.784
10:53:	775	1.037	737	527	418	393	3.778	5.909	29.476
11:53:	753	1.003	720	517	413	390	3.840	6.384	29.063
12:53:	752	995	725	527	423	401	4.026	6.960	29.788
13:53:	756	1.000	730	531	426	405	4.071	5.939	29.498
14:53:	776	1.049	744	533	422	397	3.689	4.301	26.382
15:53:	743	984	686	480	373	350	2.581	6.363	27.303
16:53:	740	1.018	719	513	409	384	3.891	6.766	28.937
17:53:	762	1.013	733	528	420	400	3.973	6.048	29.507
18:53:	765	1.036	732	522	415	394	3.460	5.484	29.757
19:53:	762	1.034	722	509	404	382	3.449	5.672	29.908
20:53:	763	1.045	727	513	406	384	3.514	5.865	29.768
21:53:	765	1.048	730	515	409	387	3.637	5.668	29.855
22:53:	767	1.046	732	519	411	385	3.525	5.863	29.822
23:53:	768	1.044	734	521	413	388	3.625	6.936	29.998
Média	760	1.029	726	517	410	387	3.624	6.036	29.526
Desv. Pad.	9,7222	19,214	12,713	13,083	12,587	12,951	346,8	611,48	893,81
D.Pad.Méd.	1,9845	3,9221	2,5951	2,6706	2,5693	2,6437	70,79	124,82	182,45

TABELA A 2.3

Análise de incerteza da temperatura do ar de saída

Valor médio[°C]	760.00						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	2.78	°C	Normal	2	1	1.39	23
Incerteza do termopar	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	3.29	Infinito
Incerteza do transmissor	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.10	Infinito
Linearidade	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.10	Infinito
Histerese	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.10	Infinito
Variação de temperatura	0.01	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.04	Infinito
Compensação da junta de referência	1.00	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.58	Infinito
Cabo de compensação	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	3.29	Infinito
Resolução do incremento digital	0.50	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.29	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					5.26	>100
Incerteza expandida 95%						10.51	2

TABELA A 2.4

Análise de incerteza da temperatura do ar de entrada

Valor médio [°C]	90.67						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	0.17	°C	Normal	2		0.09	23
Incerteza do termoresistor	0.35	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.00	Infinito
Incerteza do transmissor	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.13	Infinito
Linearidade	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.13	Infinito
Histerese	0.15	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.08	Infinito
Variação de temperatura	0.05	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.03	Infinito
Resolução do incremento digital	0.50	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.00	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					0.22	>500
Incerteza expandida 95%						0.44	2

TABELA A 2.5

Análise de incerteza da temperatura da câmara de combustão

Valor médio[°C]	1029						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade							23
Incerteza do termopar	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.49	Infinito
Incerteza do transmissor	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.49	Infinito
Linearidade	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.49	Infinito
Histerese	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.49	Infinito
Variação de temperatura	0.01	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.06	Infinito
Compensação da junta de referência	1.00	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.58	Infinito
Cabo de compensação	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	4.46	Infinito
Resolução do incremento digital	2.50	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.44	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					5.58	>100
Incerteza expandida 95%						11.15	2

TABELA A 2.6

Análise de incerteza da temperatura da chaminé

Valor médio [°C]	387						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	1.41	°C	Normal	2	1	0.70	23
Incerteza do termopar	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.68	Infinito
Incerteza do transmissor	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.56	Infinito
Linearidade	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.56	Infinito
Histerese	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.56	Infinito
Variação de temperatura	0.01	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.02	Infinito
Compensação da junta de referência	1.00	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.58	Infinito
Cabo de compensação	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.68	Infinito
Resolução do incremento digital	0.50	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.29	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					2.73	>100
Incerteza expandida 95%						5.46	2

TABELA A 2.7

Análise de incerteza da temperatura da zona 1

Valor médio [°C]	726.00						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	2.78	°C	Normal	2	1	1.39	23
Incerteza do termopar	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	3.14	Infinito
Incerteza do transmissor	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.05	Infinito
Linearidade	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.05	Infinito
Histerese	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	1.05	Infinito
Variação de temperatura	0.01	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.04	Infinito
Compensação da junta de referência	1.00	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.58	Infinito
Cabo de compensação	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	3.14	Infinito
Resolução do incremento digital	0.50	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.29	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					5.04	>100
Incerteza expandida 95%						10.08	2

TABELA A 2.8

Análise de incerteza da temperatura da zona 2

Valor médio [°C]	517.00						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	2.78	°C	Normal	2	1	1.39	23
Incerteza do termopar	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	2.24	Infinito
Incerteza do transmissor	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.75	Infinito
Linearidade	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.75	Infinito
Histerese	0.25	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.75	Infinito
Variação de temperatura	0.01	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.03	Infinito
Compensação da junta de referência	1.00	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.58	Infinito
Cabo de compensação	0.75	%	Retangular	$\sqrt{3}$	1	2.24	Infinito
Resolução do incremento digital	0.50	°C	Retangular	$\sqrt{3}$	1	0.29	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					3.75	>100
Incerteza expandida 95%						7.49	2

TABELA A 2.9

Análise de incerteza da temperatura da zona 3

Valor médio [°C]	410.00						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	2.78	°C	Normal	2	1	1.39	23
Incerteza do termopar	0.75	%	Retangular	√3	1	1.78	Infinito
Incerteza do transmissor	0.25	%	Retangular	√3	1	0.59	Infinito
Linearidade	0.25	%	Retangular	√3	1	0.59	Infinito
Histerese	0.25	%	Retangular	√3	1	0.59	Infinito
Varição de temperatura	0.01	%	Retangular	√3	1	0.02	Infinito
Compensação da junta de referência	1.00	°C	Retangular	√3	1	0.58	Infinito
Cabo de compensação	0.75	%	Retangular	√3	1	1.78	Infinito
Resolução do incremento digital	0.50	°C	Retangular	√3	1	0.29	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					3.11	>100
Incerteza expandida 95%						6.23	2

TABELA A 2.10

Análise de incerteza da vazão volumétrica do ar de combustão

Valor médio [Nm ³ /s]	1.67						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	0.04	Nm ³ /s	Normal	2	1	0.02	23
Resolução do incremento digital	0.50	Nm ³ /h	Retangular	√3	1/3600	0.00	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					0.02	>100
Incerteza expandida 95%						0.04	2

TABELA A 2.11

Análise de incerteza da vazão volumétrica do GAF

Valor médio [Nm ³ /s]	1						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	0.03	Nm ³ /s	Normal	2	1	0.01	23
Resolução do incremento digital	0.50	Nm ³ /h	Retangular	√3	1	0.00	Infinito
Incerteza padrão combinada	Normal					0.01	>100
Incerteza expandida 95%						0.03	2

TABELA A 2.12

Análise de incerteza da vazão volumétrica na entrada

Valor médio [Nm ³ /s]	2.73						
Fonte	Valor ±	Unid.	Distribuição	Div.	C. Sens	U	GL
Repetitividade	0.03	Nm ³ /h	Normal	2	1	0.01	23
Incerteza padrão combinada	Normal					0.01	>100
Incerteza expandida 95%						0.03	2

LABORATÓRIO DE COMPROVAÇÃO METROLÓGICA - LCM III/ RELATÓRIO DE CALIBRAÇÃO DO SOFTWARE CALI											
EQUIPAMENTO: Malha de Temperatura 1 Câmara Glendon 2- AF2						Nº EQUIPAMENTO: 6587					
STATUS DO EQUIPAMENTO: Equipamento Importante						Nº ANTIGO V&M: xxxxx					
CLASSE DO INSTRUMENTO: Instrumento						PERIODICIDADE: 12 meses					
MODELO: xxxxx						Nº CERTIFICADO EXTERNO:					
FABRICANTE:						LABORAT. RESPONSÁVEL CALIBRAÇÃO: LCM III					
Nº DE SÉRIE: xxxxx						RESOLUÇÃO: 0,1					
CAPACIDADE INICIAL: 0						LIMITE DE ERRO: ± 12 (± 10°C)					
CAPACIDADE FINAL: 1200						TEMPERATURA: Ambiente					
UNIDADE S.I.: °C						UMIDADE UR%: Ambiente					
PADRÕES UTILIZADOS: Gerador de Sinais Capto Plus Nº3849 ;											
PROCEDIMENTOS DE CALIBRAÇÃO											
A calibração do objeto da medição acima relacionado foi realizado com instrumentos de calibração com resultados rastreados a padrões de Laboratórios Credenciados a RBC (Rede Brasileira de Calibração), conforme Procedimento Operacional do LCM III e Instrumentos de Trabalho da V&M Tubes. A Incerteza Expandida relatada é baseada em uma Incerteza Padrão Combinada multiplicada por um fator de abrangência K=2 pré definida pelo Laboratório LCM III, desde que a Incerteza do Instrumento não seja maior que a metade da Incerteza Padrão Combinada.											
DADOS DA CALIBRAÇÃO											
Termopar	<i>S.I</i>	<i>VI</i>	<i>VVC</i>	<i>ES</i>	<i>uA</i>	<i>uc</i>	<i>UB</i>	<i>k</i>	<i>U95%</i>	<i>Status</i>	
Tc: S	°C	300,00	302,00	-2,0000				2,00		Aprovado	
	°C	600,00	603,00	-3,0000				2,00		Aprovado	
	°C	900,00	900,00	0,0000				2,00		Aprovado	
	°C	1000,00	1002,00	-2,0000				2,00		Aprovado	
	°C	1200,00	1200,00	0,0000				2,00		Aprovado	
APROVAÇÃO TÉCNICA											
RESULTADO:											
A calibração realizada no equipamento Nº 6587 descrita no certificado de calibração do Software Cali Nº 17988 atende às especificações estabelecidas pela norma de Controle de Equipamentos de Inspeção, Medição e Ensaio estabelecida pelo Sistema Integrado de Gestão da V&M do Brasil.											
APROVAÇÃO DA CALIBRAÇÃO											
RESPONSÁVEL PELA CALIBRAÇÃO: Jeferson - BH41170/1					DATA DA CALIBRAÇÃO: 3/3/2006 13:45:27			PROX. CALIBRAÇÃO			março/07

FIGURA A 2.1 – Certificado de calibração do termopar 1 da câmara de combustão

LABORATÓRIO DE COMPROVAÇÃO METROLÓGICA - LCM III/ RELATÓRIO DE CALIBRAÇÃO DO SOFTWARE CALI										
EQUIPAMENTO: Malha de Temperatura 2 Câmara Glendon 2 - AF2						Nº EQUIPAMENTO: 6588				
STATUS DO EQUIPAMENTO: Equipamento Importante						Nº ANTIGO V&M: xxxxx				
CLASSE DO INSTRUMENTO: Instrumento						PERIODICIDADE: 12 meses				
MODELO: xxxxx						Nº CERTIFICADO EXTERNO:				
FABRICANTE:						LABORAT. RESPONSÁVEL CALIBRAÇÃO: LCM III				
Nº DE SÉRIE: xxxxx						RESOLUÇÃO : 0,1				
CAPACIDADE INICIAL: 0						LIMITE DE ERRO: ± 12 (± 10%)				
CAPACIDADE FINAL: 1200						TEMPERATURA: Ambiente				
UNIDADE S.I.: °C						UMIDADE UR%: Ambiente				
PADRÕES UTILIZADOS: Gerador de Sinais Cappo Plus Nº3849 ;										
PROCEDIMENTOS DE CALIBRAÇÃO										
A calibração do objeto da medição acima relacionado foi realizado com instrumentos de calibração com resultados rastreados a padrões de Laboratórios Credenciados a RBC (Rede Brasileira de Calibração), conforme Procedimento Operacional do LCM III e Instrumentos de Trabalho da V&M Tubes. A Incerteza Expandida relatada é baseada em uma Incerteza Padrão Combinada multiplicada por um fator de abrangência K=2 pré definida pelo Laboratório LCM III, desde que a Incerteza do Instrumento não seja maior que a metade da Incerteza Padrão Combinada.										
DADOS DA CALIBRAÇÃO										
Termopar	<i>S.I</i>	<i>VI</i>	<i>VVC</i>	<i>ES</i>	<i>uA</i>	<i>uc</i>	<i>UB</i>	<i>k</i>	<i>U95%</i>	<i>Status</i>
Tc: S	°C	300,00	303,00	-3,0000				2,00		Aprovado
	°C	600,00	602,00	-2,0000				2,00		Aprovado
	°C	900,00	900,00	0,0000				2,00		Aprovado
	°C	1000,00	1003,00	-3,0000				2,00		Aprovado
	°C	1200,00	1200,00	0,0000				2,00		Aprovado
APROVAÇÃO TÉCNICA										
RESULTADO:										
A calibração realizada no equipamento Nº 6588 descrita no certificado de calibração do Software Cali Nº 17989 atende às especificações estabelecidas pela norma de Controle de Equipamentos de Inspeção, Medição e Ensaio estabelecida pelo Sistema Integrado de Gestão da V&M do Brasil.										
APROVAÇÃO DA CALIBRAÇÃO										
RESPONSÁVEL PELA CALIBRAÇÃO: Jeferson - BH41170/1					DATA DA CALIBRAÇÃO: 3/3/2006 13:50:48		PROX. CALIBRAÇÃO março/07			

FIGURA A 2.2 – Certificado de calibração do termopar 2 da câmara de combustão

LABORATÓRIO DE COMPROVAÇÃO METROLÓGICA - LCM III/ RELATÓRIO DE CALIBRAÇÃO DO SOFTWARE CALI											
EQUIPAMENTO: Malha de Temperatura Vento Frio - AF2					Nº EQUIPAMENTO: 6597						
STATUS DO EQUIPAMENTO: Equipamento Importante					Nº ANTIGO V&M: xxxxx						
CLASSE DO INSTRUMENTO: Instrumento					PERIODICIDADE: 6 meses						
MODELO: xxxxx					Nº CERTIFICADO EXTERNO:						
FABRICANTE:					LABORAT. RESPONSÁVEL CALIBRAÇÃO: LCM III						
Nº DE SÉRIE: xxxxx					RESOLUÇÃO : 0,1						
CAPACIDADE INICIAL: 0					LIMITE DE ERRO: ± 2 ($\pm 1\%$ s.f.e)						
CAPACIDADE FINAL: 200					TEMPERATURA: °C						
UNIDADE S.I.: °C					UMIDADE UR%: %						
PADRÕES UTILIZADOS: Gerador de Sinais Cappo Plus Nº3849 ;											
PROCEDIMENTOS DE CALIBRAÇÃO											
A calibração do objeto da medição acima relacionado foi realizado com instrumentos de calibração com resultados rastreados a padrões de Laboratórios Credenciados a RBC (Rede Brasileira de Calibração), conforme Procedimento Operacional do LCM III e Instrumentos de Trabalho da V&M Tubes. A Incerteza Expandida relatada é baseada em uma Incerteza Padrão Combinada multiplicada por um fator de abrangência K=2 pré definida pelo Laboratório LCM III, desde que a Incerteza do Instrumento não seja maior que a metade da Incerteza Padrão Combinada.											
DADOS DA CALIBRAÇÃO											
Sensor	S.I	VI	VVC	ES	uA	uc	UB	k	U95%	Status	
PT-100	°C	25,00	25,40	-0,4000				2,00		Aprovado	
	°C	50,00	50,10	-0,1000				2,00		Aprovado	
	°C	100,00	100,10	-0,1000				2,00		Aprovado	
	°C	150,00	149,70	0,3000				2,00		Aprovado	
	°C	200,00	200,10	-0,1000				2,00		Aprovado	
APROVAÇÃO DA CALIBRAÇÃO											
RESPONSÁVEL PELA CALIBRAÇÃO: Aldo - BH46731/6					DATA DA CALIBRAÇÃO: 5/3/2006 14:38:48			PROX. CALIBRAÇÃO		Setembro/06	

FIGURA A 2.3 – Certificado de calibração do termopar 1 do ar de sopro na entrada do Glendon

APÊNDICE 3

PROGRAMAS DE CÁLCULO

Este APÊNDICE apresenta a lista de programas desenvolvidos no *ESS*[®] utilizados nos cálculos deste trabalho.

$$\epsilon_T = 0,85 \quad \text{Emissividade do termopar}$$

$$d = 0,015 \quad [\text{m}] \quad \text{Diâmetro dos termopares}$$

Condutividade térmica do termopar

$$k_1 = 14 \quad [\text{W/mK}]$$

$$k_2 = 14 \quad [\text{W/mK}]$$

$$k_3 = 0,2 \quad [\text{W/mK}]$$

$$k_4 = 0,2 \quad [\text{W/mK}]$$

$$k_5 = 0,2 \quad [\text{W/mK}]$$

$$k_6 = 0,2 \quad [\text{W/mK}]$$

$$k_7 = 0,2 \quad [\text{W/mK}]$$

Coefficiente de convecção em cada posição

$$h_1 = 60 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

$$h_2 = 22 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

$$h_3 = 22 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

$$h_4 = 16 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

$$h_5 = 11 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

$$h_6 = 8 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

$$h_7 = 20 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Profundidade de inserção do termopar

$$L_1 = 0,4 \quad [\text{m}]$$

$$L_2 = 0,35 \quad [\text{m}]$$

$$L_3 = 0,9 \quad [\text{m}]$$

$$L_4 = 0,5 \quad [\text{m}]$$

$$L_5 = 0,5 \quad [\text{m}]$$

$$L_6 = 0,5 \quad [\text{m}]$$

$$L_7 = 0,5 \quad [\text{m}]$$

Temperatura $_1$ = 'Ar de saída'

Temperatura $_2$ = 'Ar de entrada'

Arrays Table

	Temperatura T_i	$T_{T,i}$	$T_{corrigida,i}$	$T_{tc,i}$	$T_{cc,i}$	$T_{p,i}$	$E_{c,i}$	$E_{r,i}$	h_i
		[K]				[K]			[W/m ² K]
1	Ar de saída	1045	1044	772	770,8	1035	-0,00002491	-1,158	60
2	Ar de entrada	364	363,9	91	90,95	360,4	-0,00555	-0,0465	22
3	Câmara de combustão	1300	1292	1027	1019	1287	-1,238E-66	-7,566	22
4	Zona 1	1000	996,4	727	723,4	990	-2,443E-31	-3,642	16
5	Zona 2	790	787,9	517	514,9	782,1	-5,879E-26	-2,064	11
6	Zona 3	683	681,4	410	408,4	676,2	-3,925E-22	-1,585	8
7	Chaminé	655	654,5	382	381,5	648,5	-4,170E-35	-0,5363	20

Arrays Table

	L_i	m_i	k_i
	[m]		[W/mK]
1	0,4	33,81	14
2	0,35	20,47	14
3	0,9	171,3	0,2
4	0,5	146,1	0,2
5	0,5	121,1	0,2
6	0,5	103,3	0,2
7	0,5	163,3	0,2

Parametric Table: Table 1

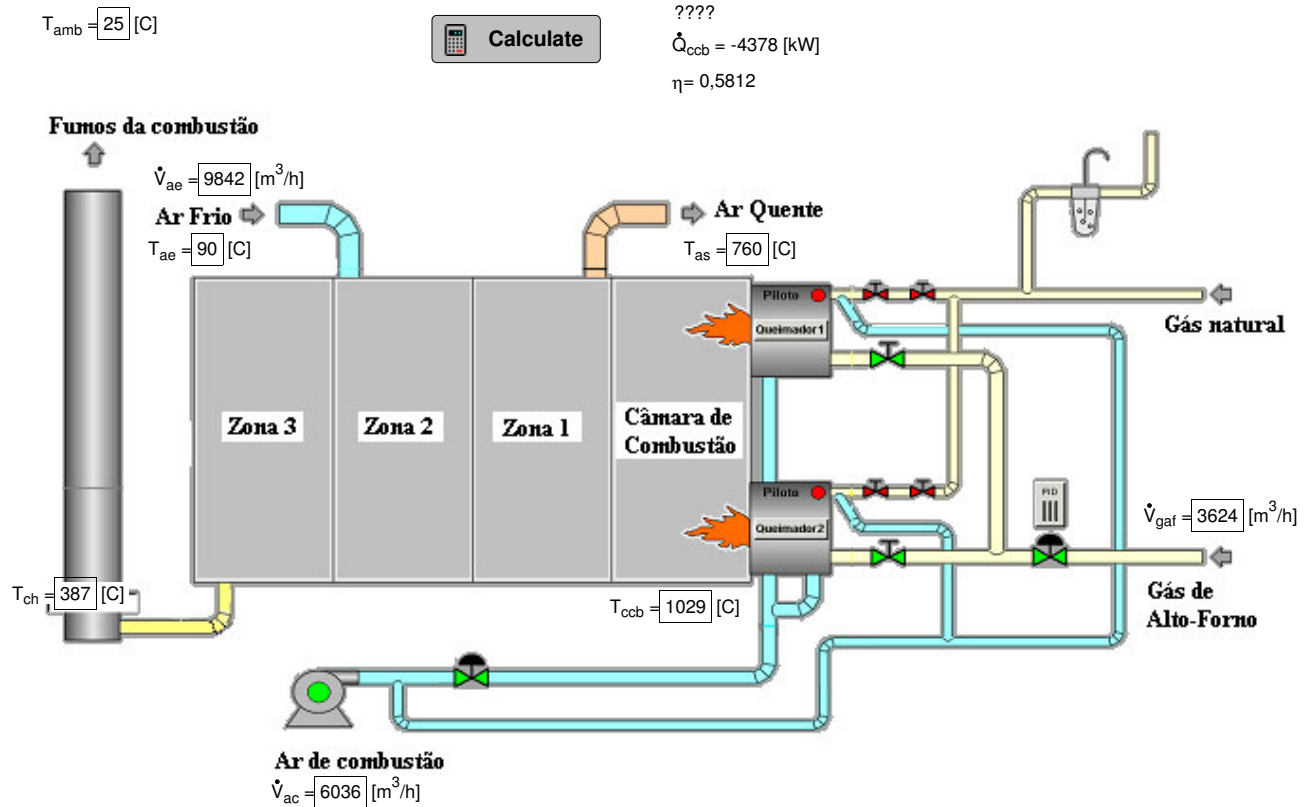
	o_i	$E_{c;1}$	$E_{c;2}$	$E_{c;3}$	$E_{c;4}$	$E_{c;5}$	$E_{c;6}$	$E_{c;7}$
Run 1	0,75	-0,0006943	-0,1404	0	-9,331E-30	-1,949E-24	-1,254E-20	-1,128E-33
Run 2	0,77	-0,0006383	-0,1292	-6,473E-65	-8,563E-30	-1,790E-24	-1,152E-20	-1,037E-33
Run 3	0,8	-0,0005542	-0,1123	-5,585E-65	-7,410E-30	-1,550E-24	-9,990E-21	-9,012E-34
Run 4	0,83	-0,0004702	-0,09543	-4,696E-65	-6,257E-30	-1,312E-24	-8,457E-21	-7,649E-34
Run 5	0,88	-0,0003301	-0,06732	-3,215E-65	-4,336E-30	-9,141E-25	-5,901E-21	-5,378E-34
Run 6	0,9	-0,0002741	-0,05608	-2,623E-65	-3,567E-30	-7,549E-25	-4,878E-21	-4,469E-34
Run 7	0,93	-0,00019	-0,03921	-1,734E-65	-2,414E-30	-5,162E-25	-3,345E-21	-3,107E-34
Run 8	0,96	-0,000106	-0,02235	-8,454E-66	-1,261E-30	-2,774E-25	-1,811E-21	-1,744E-34
Run 9	0,99	-0,0000219	-0,005481	4,329E-67	-1,087E-31	-3,868E-26	-2,777E-22	-3,814E-35
Run 10	1	0,000006113	0,0001405	3,395E-66	2,755E-31	4,090E-26	2,335E-22	7,282E-36

Parametric Table: Table 1

	$E_{r;1}$	$E_{r;2}$	$E_{r;3}$	$E_{r;4}$	$E_{r;5}$	$E_{r;6}$	$E_{r;7}$
Run 1	-20,09	-0,8068	-131,3	-63,19	-35,8	-27,5	-9,305
Run 2	-19,06	-0,7653	-124,5	-59,94	-33,96	-26,09	-8,827
Run 3	-17,36	-0,6968	-113,4	-54,58	-30,92	-23,75	-8,036
Run 4	-15,44	-0,6201	-100,9	-48,57	-27,52	-21,14	-7,152
Run 5	-11,77	-0,4724	-76,86	-37	-20,96	-16,1	-5,449
Run 6	-10,11	-0,4059	-66,03	-31,79	-18,01	-13,84	-4,681
Run 7	-7,406	-0,2973	-48,38	-23,29	-13,19	-10,14	-3,429
Run 8	-4,429	-0,1778	-28,93	-13,93	-7,89	-6,061	-2,051
Run 9	-1,158	-0,0465	-7,566	-3,642	-2,064	-1,585	-0,5363
Run 10	0	0	0	0	0	0	0

Parametric Table: Table 2

	h_3	$E_{r,3}$
	[W/m ² K]	
Run 1	1	-327,9
Run 2	10	-32,79
Run 3	20	-16,4
Run 4	30	-10,93
Run 5	40	-8,198
Run 6	50	-6,559
Run 7	60	-5,466
Run 8	70	-4,685
Run 9	80	-4,099
Run 10	300	-1,093



Dados de entrada

$$P_n = 101,325 \text{ [Kpa] Pressão CNTP}$$

$$T_n = 0 \text{ [C] Temperatura CNTP}$$

Definição dos componentes dos gases

$$\text{fluido}\$1 = \text{'CO'} \quad \text{fluido}\$2 = \text{'H2'} \quad \text{fluido}\$3 = \text{'CH4'} \quad \text{fluido}\$4 = \text{'CO2'}$$

$$\text{fluido}\$5 = \text{'H2O'} \quad \text{fluido}\$6 = \text{'O2'} \quad \text{fluido}\$7 = \text{'N2'}$$

Entalpia de formação de cada componente

$$hf_1 = -110530 \text{ [kJ/Kmol] Entalpia de formação do CO}$$

$$hf_2 = 0 \text{ [kJ/Kmol] Entalpia de formação do H2}$$

$$hf_3 = -74850 \text{ [kJ/Kmol] Entalpia de formação do CH4}$$

$$hf_4 = -393520 \text{ [kJ/Kmol] Entalpia de formação do CO2}$$

$$hf_5 = -241820 \text{ [kJ/Kmol] Entalpia de formação do H2O}$$

$$hf_6 = 0 \text{ [kJ/Kmol] Entalpia de formação do O2}$$

$$hf_7 = 0 \quad [\text{kJ/Kmol}] \quad \text{Entalpia de formação do N}_2$$

Fração molar do gás de alto-forno

$$n_{e,1} = 0,25 \quad \text{Fração Molar de entrada do CO}$$

$$n_{e,2} = 0,05 \quad \text{Fração Molar de entrada do H}_2$$

$$n_{e,3} = 0,003 \quad \text{Fração Molar de entrada do CH}_4$$

$$n_{e,4} = 0,195 \quad \text{Fração Molar de entrada do CO}_2$$

$$n_{e,5} = 0,01 \quad \text{Fração Molar de entrada do H}_2\text{O}$$

$$n_{e,6} = 0 \quad \text{Fração Molar de entrada do O}_2$$

$$n_{e,7} = 0,492 \quad \text{Fração Molar de entrada do N}_2$$

Fração molar dos gases da combustão, obtida pela solução da equação química da combustão

$$n_{s,1} = 0 \quad \text{Fração Molar de entrada do CO}$$

$$n_{s,2} = 0 \quad \text{Fração Molar de entrada do H}_2$$

$$n_{s,3} = 0 \quad \text{Fração Molar de entrada do CH}_4$$

$$n_{s,4} = 0,1717 \quad \text{Fração Molar de entrada do CO}_2$$

$$n_{s,5} = 0,0253 \quad \text{Fração Molar de entrada do H}_2\text{O}$$

$$n_{s,6} = 0,0818 \quad \text{Fração Molar de entrada do O}_2$$

$$n_{s,7} = 0,721 \quad \text{Fração Molar de entrada do N}_2$$

+++++Balanco de massa+++++

Cálculo da massa molar e da massa específica equivalente do gás de alto-forno

$$M_{\text{gaf}} = \sum_{j=1}^7 [n_{e,j} \text{ MOLARMASS}(\text{ fluido}\$_j)] \quad [\text{kg/kmol}]$$

$$\bar{\rho}_{\text{gaf}} = \sum_{j=1}^7 [n_{e,j} \text{ DENSITY}(\text{ fluido}\$_j; T=T_n, P=P_n)] \quad [\text{Kmol/Nm}^3]$$

$$\rho_{\text{gaf}} = \bar{\rho}_{\text{gaf}} \cdot M_{\text{gaf}} \quad [\text{kg/m}^3]$$

Cálculo da massa molar e da massa específica equivalente dos gases da combustão

$$M_{\text{gc}} = \sum_{j=1}^7 [n_{s,j} \text{ MOLARMASS}(\text{ fluido}\$_j)] \quad [\text{kg/kmol}]$$

$$\bar{\rho}_{gc} = \sum_{j=1}^7 [n_{s;j} \text{ DENSITY}(\text{fluido}\$j; T=T_{ccb}; P=P_n)] \quad [\text{Kmol/Nm}^3]$$

$$\rho_{gc} = \bar{\rho}_{gc} \cdot M_{gc} \quad [\text{kg/m}^3]$$

Cálculo da massa molar e da massa específica do ar de combustão

$$M_{ar} = \text{MolarMass} ['\text{Air}'] \quad [\text{kg/kmol}]$$

$$\bar{\rho}_{ar} = \rho ['\text{Air}'; T=T_n; P=P_n] \quad [\text{Kmol/Nm}^3]$$

$$\rho_{ar} = \bar{\rho}_{ar} \cdot M_{ar} \quad [\text{kg/m}^3]$$

Cálculo da vazão molar de entrada de cada componente (referente ao GAF)

$$\dot{n}_{e;j} = n_{e;j} \cdot \dot{V}_{gaf} \cdot \frac{\bar{\rho}_{gaf}}{3600} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } 5 \quad [\text{kmol/s}]$$

$$\dot{n}_{e1;j} = n_{e;j} \cdot \frac{\dot{m}_{gaf}}{M_{gaf}} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } 5 \quad [\text{kmol/s}]$$

Para o cálculo da vazão molar do N2 e do O2, considera-se a vazão do GAF e do ar de combustão

$$\dot{n}_{e;6} = n_{e;6} \cdot \dot{V}_{gaf} \cdot \frac{\bar{\rho}_{gaf}}{3600} + 0,21 \cdot \dot{V}_{ac} \cdot \frac{\bar{\rho}_{ar}}{3600} \quad [\text{kmol/s}]$$

$$\dot{n}_{e;7} = n_{e;5} \cdot \dot{V}_{gaf} \cdot \frac{\bar{\rho}_{gaf}}{3600} + 0,79 \cdot \dot{V}_{ac} \cdot \frac{\bar{\rho}_{ar}}{3600} \quad [\text{kmol/s}]$$

Cálculo da vazão mássica [kg/s] do ar de combustão, GAF e fumos

$$\dot{m}_{gaf} = \dot{V}_{gaf} \cdot \frac{\rho_{gaf}}{3600} \quad \text{Vazão de massa de GAF na entrada}$$

$$\dot{m}_{ac} = \dot{V}_{ac} \cdot \frac{\rho_{ar}}{3600} \quad \text{Vazão de massa de ar de combustão na entrada}$$

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{gaf} + \dot{m}_{ac} \quad \text{Conservação da massa: massa de fumos é igual à soma da massa GAF e massa ar}$$

$$\dot{n}_{s;j} = n_{s;j} \cdot \frac{\dot{m}_{gc}}{M_{gc}} \quad \text{for } j = 1 \text{ to } 7 \quad \text{Vazão molar de cada componente dos gases da combustão}$$

+++++Balanco de energia+++++

Cálculo da entalpia de entrada de cada componente do gás de alto-forno

$$h_{e;j} = hf_j \quad \text{for } j = 1 \text{ to } 7$$

Cálculo da entalpia de saída de cada componente da câmara de combustão

$$h_{s;j} = hf_j + h [\text{fluido}\$j; T=T_{ccb}] - h [\text{fluido}\$j; T=T_{amb}] \quad \text{for } J = 1 \text{ to } 7$$

$$H_j = h [\text{fluido}\$j; T=T_{ccb}] \quad \text{for } J = 1 \text{ to } 7$$

Cálculo da entalpia de cada componente dos fumos da combustão na chaminé

$$h_{chj} = h [\text{fluido}_j ; T = T_{ch}] \quad \text{for } j = 1 \text{ to } 7$$

$$\dot{Q}_{ch} = \sum_{j=1}^7 [\dot{n}_{s,j} (h_{e,j} - h_{ch,j})]$$

Taxa de energia gerada pela combustão

$$\dot{Q}_{ccb} = \sum_{j=1}^7 [\dot{n}_{s,j} h_{s,j}]$$

Taxa de perda de energia

$$\dot{Q}_{perda} = -\dot{Q}_{fu} - \dot{Q}_{ar}$$

Taxa de energia cedida pelos fumos da combustão

$$\dot{Q}_{fu} = \sum_{j=1}^7 [\dot{n}_{s,j} (h_{ch,j} - H_j)]$$

Taxa de energia absorvida pelo ar de sopro

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{V}_{ae} \cdot \frac{\bar{p}_{ar}}{3600} \cdot [h(\text{'Air'} ; T = T_{as}) - h(\text{'Air'} ; T = T_{ae})]$$

$$\eta = \frac{-\dot{Q}_{ar}}{\dot{Q}_{ccb}}$$

$$\text{perda} = \frac{-\dot{Q}_{perda}}{\dot{Q}_{ccb}} \cdot 100$$

SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kmol]/[degrees]

$$\eta = 0,5812$$

$$M_{ar} = 28,97 \text{ [kg/kmol]}$$

$$\dot{m}_{ac} = 2,167 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{gaf} = 1,334 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{gc} = 3,501 \text{ [kg/s]}$$

$$M_{gaf} = 29,7 \text{ [kg/kmol]}$$

$$M_{gc} = 30,83 \text{ [kg/kmol]}$$

$$\text{perda} = 2,716 \text{ [%]}$$

$$P_n = 101,3 \text{ [Kpa]}$$

$$\dot{Q}_{ar} = 2545 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{ccb} = -4378 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{ch} = -1326 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{fu} = -2664 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{perda} = 118,9 \text{ [kW]}$$

$$\bar{p}_{ar} = 1,292 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\bar{p}_{ar} = 0,04462 \text{ [kmol/m}^3\text{]}$$

$$\bar{\rho}_{gaf} = 0,04462 \text{ [kmol/m}^3\text{]}$$

$$\bar{\rho}_{gc} = 0,009357 \text{ [kmol/m}^3\text{]}$$

$$\rho_{gaf} = 1,325 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\rho_{gc} = 0,2885 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$T_{ae} = 90 \text{ [C]}$$

$$T_{amb} = 25 \text{ [C]}$$

$$T_{as} = 760 \text{ [C]}$$

$$T_{ccb} = 1029 \text{ [C]}$$

$$T_{ch} = 387 \text{ [C]}$$

$$T_n = 0 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_{ac} = 6036 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\dot{V}_{ae} = 9842 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\dot{V}_{gaf} = 3624 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

32 potential unit problems were detected.

Arrays Table

	fluido $_i$	\dot{n}_{ei} [kmol/s]	\dot{n}_{e1i}	$n_{e;i}$ [kmol/kmol]	\dot{n}_{si} [kmol/s]	H_i	$h_{ch;i}$	$h_{e;i}$ [kJ/kmol]
1	CO	0,01123	0,01123	0,25	0	-78591	-99732	-110530
2	H2	0,002246	0,002246	0,05	0	30002	10556	0
3	CH4	0,0001347	0,0001347	0,003	0	-13434	-58468	-74850
4	CO2	0,008758	0,008758	0,195	0,0195	-343320	-377736	-393520
5	H2O	0,0004491	0,0004491	0,01	0,002873	-202766	-229127	-241820
6	O2	0,01571		0	0,009289	33401	11202	0
7	N2	0,05955		0,492	0,08187	31610	10716	0

Arrays Table

	$h_{s;i}$ [kJ/kmol]	hf_i [kJ/Kmol]	$n_{s;i}$ [kmol/kmol]
1	-78591	-110530	0
2	30002	0	0
3	-13414	-74850	0
4	-343320	-393520	0,1717
5	-202766	-241820	0,0253
6	33401	0	0,0818
7	31610	0	0,721

Cálculo da efetividade do Glendon

$$T_{ge} = 1029 \text{ [C]} \text{ Temperatura de entrada dos gases na câmara de combustão do Glendon 2}$$

$$T_{ae} = 90 \text{ [C]} \text{ Temperatura de entrada do ar}$$

$$T_{gs} = 410 \text{ [C]} \text{ Temperatura de saída dos gases}$$

$$\dot{V}_{gaf} = \frac{3624}{3600} \text{ Vazão volumétrica de gas de alto-forno}$$

$$\dot{V}_{ac} = \frac{6036}{3600} \text{ Vazão de ar de combustão no Glendon 2}$$

$$\dot{V}_a = \frac{9842}{3600} \text{ Vazão volumétrica de ar}$$

Cálculo do calor específico dos gases da combustão na câmara de combustão

$$cp_{ge} = 0,2546 \cdot Cp ['CO_2'; T = T_{ge}] + 0,0153 \cdot Cp ['H_2O'; T = T_{ge}] + 0,6507 \cdot Cp ['N_2'; T = T_{ge}] + 0,0794 \cdot Cp ['O_2'; T = T_{ge}]$$

Cálculo dos calores específicos dos gases da combustão na câmara de escape

$$cp_{gs} = 0,2546 \cdot Cp ['CO_2'; T = T_{gs}] + 0,0153 \cdot Cp ['H_2O'; T = T_{gs}] + 0,6507 \cdot Cp ['N_2'; T = T_{gs}] + 0,0794 \cdot Cp ['O_2'; T = T_{gs}]$$

Cálculo do calor específico do ar na entrada

$$cp_{ae} = Cp ['Air'; T = T_{ae}]$$

Cálculo do calor específico do ar na saída

$$cp_{as} = Cp ['Air'; T = T_{as}]$$

Cálculo do calor específico médio dos gases da combustão

$$\overline{cp}_g = \frac{cp_{ge} + cp_{gs}}{2}$$

Cálculo do calor específico médio do ar

$$\overline{cp}_a = \frac{cp_{ae} + cp_{as}}{2}$$

$$\dot{m}_g = \rho ['Air'; T = 0; P = 101] \cdot \dot{V}_{ac} + \dot{V}_{gaf} \cdot 1,325 \text{ Vazão mássica do gás}$$

$$\dot{m}_a = \rho ['Air'; T = 0; P = 101] \cdot \dot{V}_a \text{ Vazão mássica do ar}$$

$$c_g = \dot{m}_g \cdot \overline{cp}_g \text{ Produto da vazão mássica do gás pelo calor específico médio}$$

$$c_a = \dot{m}_a \cdot \overline{cp}_a \text{ Produto da vazão mássica do ar pelo calor específico médio}$$

Cálculo da máxima transferência de energia possível

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = c_a \cdot [T_{ge} - T_{ae}]$$

Cálculo da transferência de energia real

$$\dot{Q}_{\text{real}} = c_a \cdot [T_{\text{as}} - T_{\text{ae}}]$$

Cálculo da efetividade

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{real}}}{\dot{Q}_{\text{máx}}}$$

Verificação do ganho de temperatura do ar

$$0,7135 = \frac{T_{\text{as}} - T_{\text{ae}}}{T_{\text{ge}} - T_{\text{ae}}}$$

SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$$c_{p_{\text{ae}}} = 1,009 \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$c_{p_{\text{as}}} = 1,147$$

$$\overline{c}_{p_a} = 1,078$$

$$\overline{c}_{p_g} = 1,181$$

$$c_{p_{\text{ge}}} = 1,25$$

$$c_{p_{\text{gs}}} = 1,112$$

$$c_a = 3,797$$

$$c_g = 4,126$$

$$\varepsilon = 0,7135$$

$$\dot{m}_a = 3,522 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_g = 3,494$$

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = 3565 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{\text{real}} = 2544 \text{ [kW]}$$

$$T_{\text{ae}} = 90 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{as}} = 760$$

$$T_{\text{ge}} = 1029 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{gs}} = 410 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_a = 2,734 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\dot{V}_{\text{ac}} = 1,677$$

$$\dot{V}_{\text{gaf}} = 1,007$$

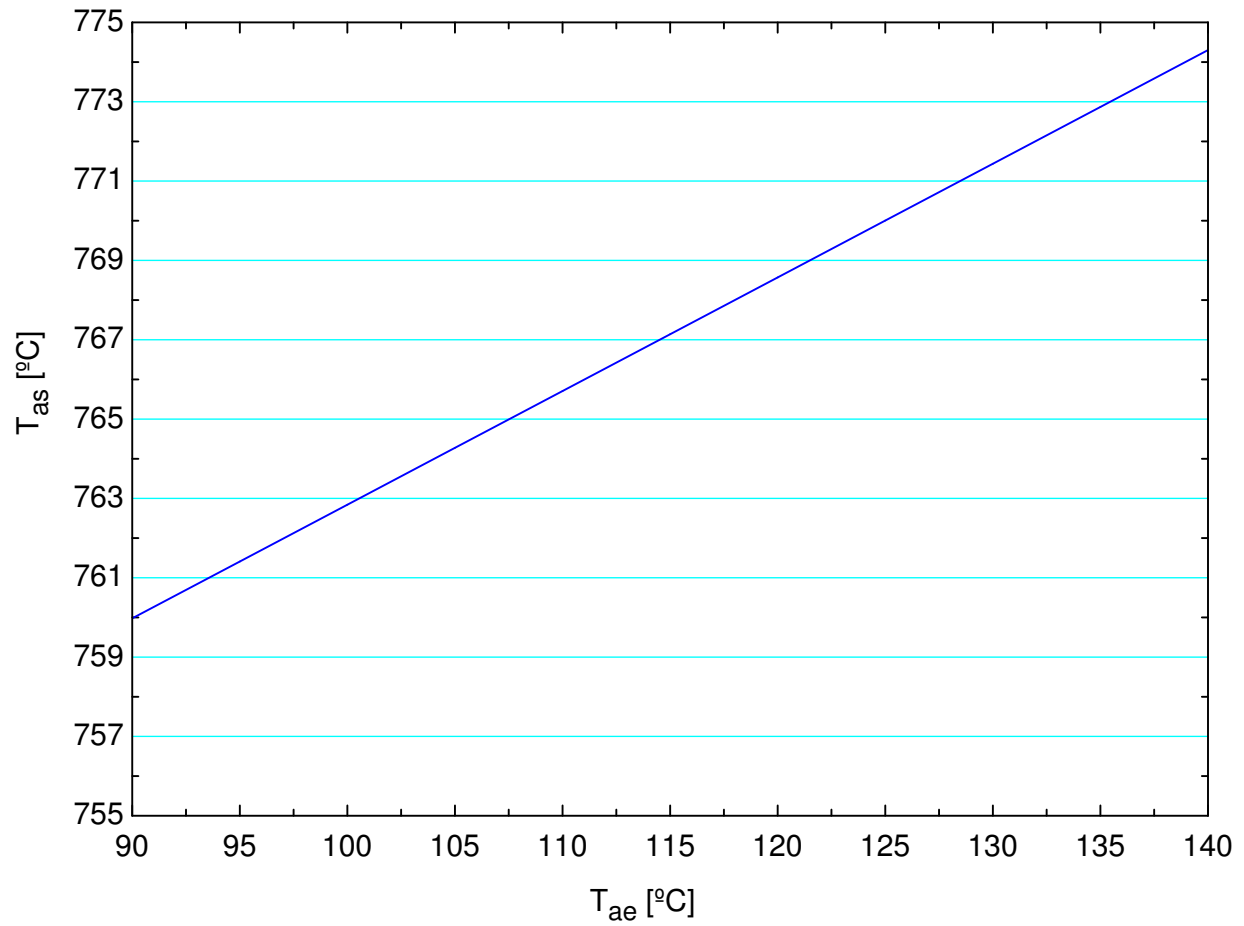
9 potential unit problems were detected.

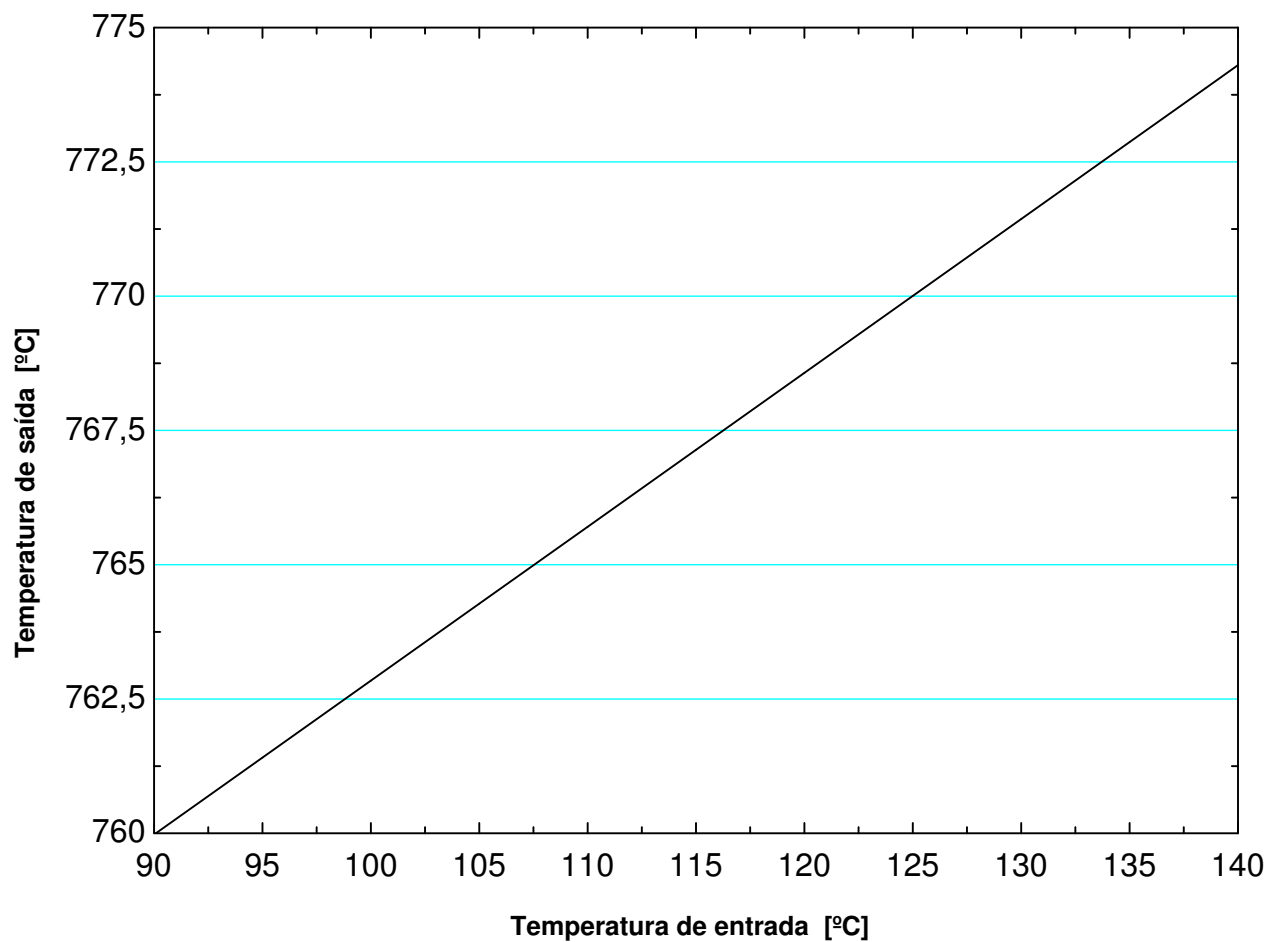
Parametric Table: Table 4

	T_{ae}	$T_{\text{as};2}$
	[C]	[C]
Run 1	90	760
Run 2	95	761,4
Run 3	100	762,8
Run 4	105	764,3
Run 5	110	765,7
Run 6	115	767,1
Run 7	120	768,6
Run 8	125	770

Parametric Table: Table 4

	T_{ae} [C]	$T_{as,2}$ [C]
Run 9	130	771,4
Run 10	135	772,9
Run 11	138,5	773,9
Run 12	140	774,3





*Simulação do efeito do isolamento térmico da tubulação de ar de entrada**Dados de entrada*

$$T_{ae} = 140 \text{ [C]} \text{ Temperatura do ar na saída do compressor}$$

$$T_{as} = 90 \text{ [C]} \text{ Temperatura do ar na entrada do Glendon}$$

$$T_{amb} = 25 \text{ [C]} \text{ Temperatura ambiente}$$

$$D_t = 0,711 \text{ [m]} \text{ Diâmetro da tubulação de ar}$$

$$L_t = 350 \text{ [m]} \text{ Comprimento da tubulação de ar}$$

$$A_t = 3,1415 \cdot D_t \cdot L_t \text{ [m}^2\text{]} \text{ Área superficial da tubulação de ar}$$

$$A_{tt} = 3,1415 \cdot \frac{D_t^2}{4} \text{ [m}^2\text{]} \text{ Área transversal da tubulação}$$

$$\dot{V}_{an} = \frac{30000}{3600} \text{ [m}^3\text{/s]} \text{ Vazão volumétrica normal de ar}$$

$$\dot{m}_a = \dot{V}_{an} \cdot \rho \text{ ['Air' ; T = 273 ; P = 101]} \text{ [kg/s]} \text{ Vazão mássica de ar}$$

$$k_1 = 0,059313 \text{ [W/m-K]} \text{ Condutividade do silicato de sódio}$$

$$k_2 = 0,04071 \text{ [W/m-K]} \text{ Condutividade da lã de rocha}$$

$$k_3 = 0,03838 \text{ [W/m-K]} \text{ Condutividade da fibra de vidro}$$

$$k_4 = 0,02907 \text{ [W/m-K]} \text{ Condutividade da fibra cerâmica}$$

$$\text{espessura} = 0,05 \text{ [m]}$$

Cálculo do calor específico médio do ar

$$\overline{cp}_a = \frac{cp_{ae} + cp_{as}}{2}$$

$$cp_{ae} = Cp \text{ ['Air' ; T = } T_{ae} \text{]} \text{ Calor específico do ar na entrada da tubulação}$$

$$cp_{as} = Cp \text{ ['Air' ; T = } T_{as} \text{]} \text{ Calor específico do ar na saída da tubulação}$$

Verificação do regime de escoamento para convecção natural

$$Gr = g \cdot \beta \cdot \frac{\rho_{ae}}{\mu_{ae}} \cdot L_t^3 \cdot \left[\frac{T_{ae} + T_{as}}{2} - T_{amb} \right] \text{ Número de Grashoff}$$

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} \text{ Aceleração da gravidade}$$

$$\beta = \frac{2}{T_{ae} + 273 + T_{as} + 273} \text{ Inverso da temperatura absoluta}$$

$$Pr = Pr_{ae} \text{ Número de Prandtl}$$

$$\text{GrPr} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}$$

Cálculo do coeficiente de convecção natural

$$h_{cn} = 1,43 \cdot \left[\frac{T_{ae} + T_{as}}{2} - T_{amb} \right]^{0,333}$$

Cálculo do coeficiente de convecção interno

$$h_i = h_{ae}$$

$$h_{ae} = N_{Uae} \cdot \frac{k_{ae}}{D_t} \quad \text{Coeficiente de convecção interno para as condições de entrada}$$

$$N_{Uae} = 0,023 \cdot \text{Re}_{ae}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{ae}^{0,4} \quad \text{Número de Nusselt}$$

$$\text{Re}_{ae} = \rho_{ae} \cdot D_t \cdot \frac{\bar{V}_{ae}}{\mu_{ae}} \quad \text{Número de Reynolds}$$

$$\dot{V}_{ae} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ae}} \quad \text{Vazão volumétrica real do ar}$$

$$\rho_{ae} = \rho \text{ ['Air' ; T = T_{ae} ; P = 101] } \quad \text{Massa específica do ar}$$

$$\bar{V}_{ae} = \frac{\dot{V}_{ae}}{A_{tt}} \quad \text{Velocidade média do ar}$$

$$\mu_{ae} = \text{Visc} \text{ ['Air' ; T = T_{ae}] } \quad \text{Viscosidade do ar}$$

$$\text{Pr}_{ae} = \text{cp}_{ae} \cdot \frac{\mu_{ae}}{k_{ae}} \quad \text{Número de Prandtl}$$

$$k_{ae} = \mathbf{k} \text{ ['Air' ; T = T_{ae}] } \quad \text{Condutividade térmica do ar}$$

$$\dot{Q}_{\text{tubulação};i} = \dot{m}_a \cdot \bar{c}_{p_a} \cdot [T_{ae} - T_{as;i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 4$$

$$\dot{Q}_{\text{pb};i} = \left[\frac{1}{\frac{1}{A_t \cdot h_i} + \frac{\text{espessura}}{A_t \cdot k_i} + \frac{1}{h_{cn} \cdot A_t}} \right] \cdot \left[\frac{T_{ae} + T_{as;i}}{2} - T_{amb} \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 4$$

$$\dot{Q}_{\text{tubulação};i} = \dot{Q}_{\text{pb};i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 4$$

$$\text{Perda}_i = T_{ae} - T_{as;i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 4$$

SOLUTION

Unit Settings: [J]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$$A_t = 781,8 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{tt} = 0,397 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\beta = 0,002577 \text{ [1/K]}$$

$$\text{cp}_{ae} = 1015 \text{ [J/kgK]}$$

$$\text{cp}_{as} = 1009 \text{ [J/kgK]}$$

$$\bar{c}_{p_a} = 1012 \text{ [J/kg-K]}$$

$$D_t = 0,711 \text{ [m]}$$

espessura = 0,05 [m]
 g = 9,81 [m/s²]
 Gr = 3,544E+12
 GrPr = 2,500E+12
 h_{ae} = 29,35 [W/m²-K]
 h_{cn} = 6,399 [W/m²-K]
 h_i = 29,35 [W/m²-K]
 k_{ae} = 0,03374 [W/m-K]
 L_t = 350 [m]
 μ_{ae} = 0,00002345 [kg/m-s]
 ṁ_a = 5,369 [kg/s]
 N_{Uae} = 618,5
 Pr = 0,7054 [-]
 Pr_{ae} = 0,7054
 Re_{ae} = 410040
 ρ_{ae} = 0,8517 [kg/m³]
 T_{ae} = 140 [C]
 T_{amb} = 25 [C]
 T_{as} = 90 [C]
 V̄_{ae} = 15,88 [m/s]
 V̇_{ae} = 6,304 [m³/s]
 V̇_{an} = 8,333 [m³/s]

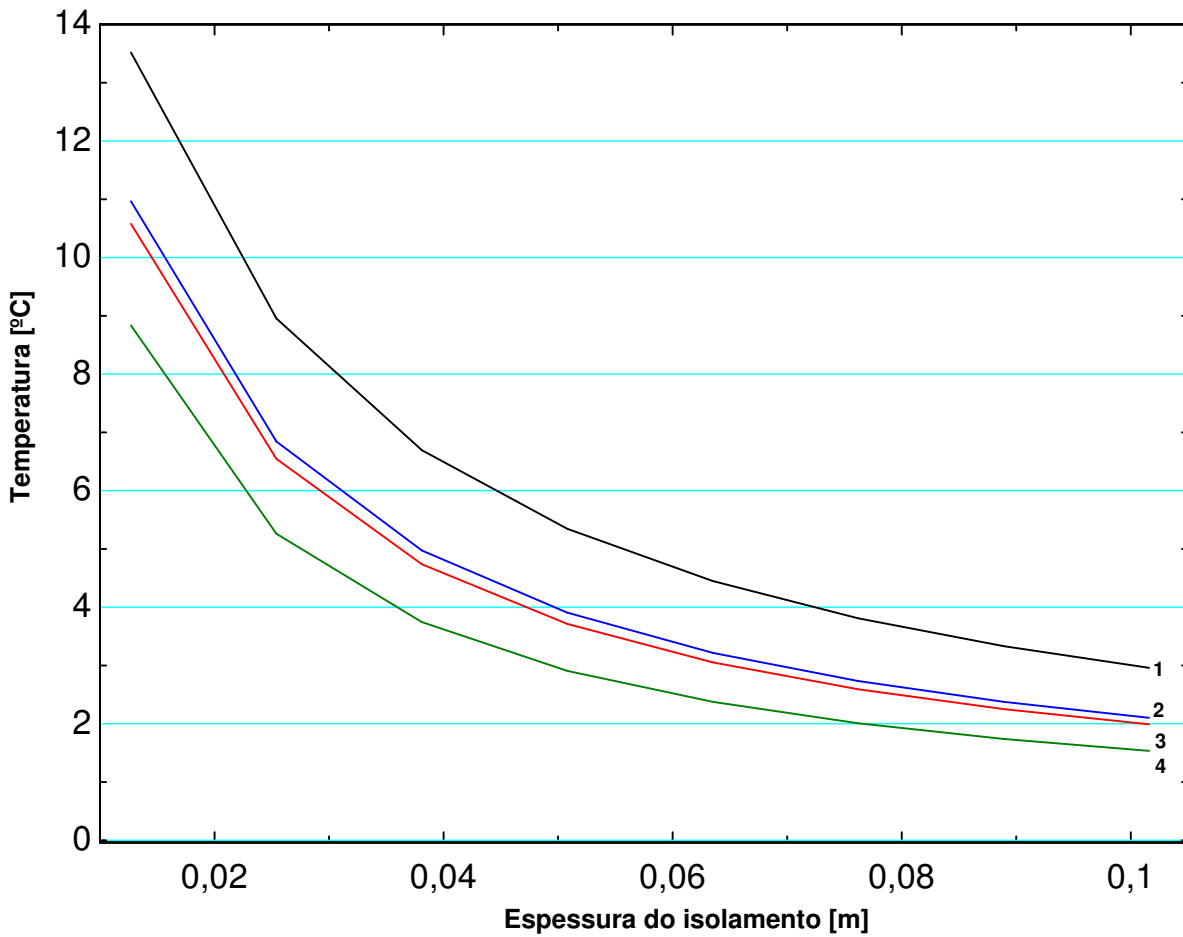
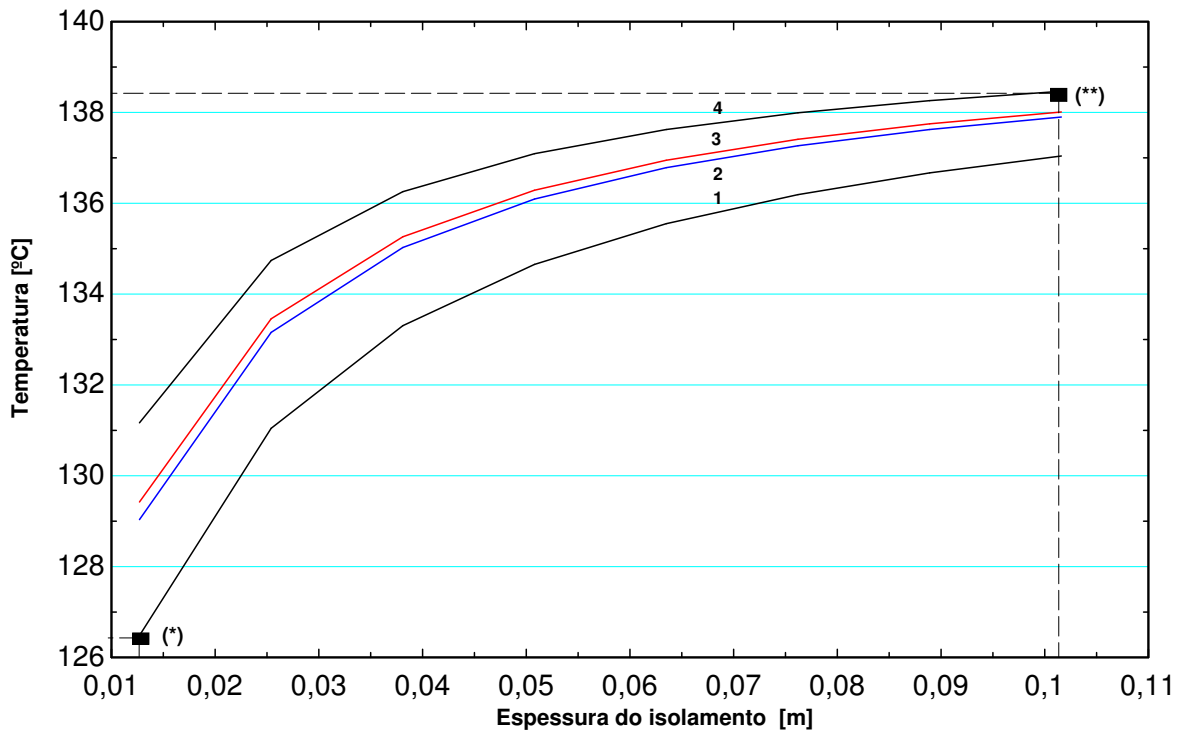
20 potential unit problems were detected.

Arrays Table

	k _i [W/m-K]	Q̇ _{pbi}	T _{as;i}	Perda _i	Q̇ _{tubulaçãoi}
1	0,05931	81340	125	14,97	81340
2	0,04071	60318	128,9	11,1	60318
3	0,03838	57444	129,4	10,57	57444
4	0,02907	45353	131,7	8,346	45353

Parametric Table: Table 1

	espessura [m]	T _{as;1}	T _{as;2}	T _{as;3}	T _{as;4}
Run 1	0,0127	126,5	129	129,4	131,2
Run 2	0,0254	131	133,2	133,5	134,7
Run 3	0,0381	133,3	135	135,3	136,3
Run 4	0,0508	134,7	136,1	136,3	137,1
Run 5	0,0635	135,6	136,8	136,9	137,6
Run 6	0,0762	136,2	137,3	137,4	138
Run 7	0,0889	136,7	137,6	137,7	138,3
Run 8	0,1016	137	137,9	138	138,5
Run 9					
Run 10					



$$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \quad [W/(m^2 \cdot K^4)] \quad \text{Constante de Stefan-Boltzmann}$$

$$A_{pe} = 0,5124 \quad [m^2] \quad \text{Área da parede por volume de controle}$$

$$A_{teto} = 1,137 \quad [m^2] \quad \text{Área do teto por volume de controle}$$

$$T_{amb} = 25 \quad [C] \quad \text{Temperatura ambiente}$$

$$D_e = 0,146 \quad [m] \quad \text{Diâmetro externo dos tubos}$$

$$\delta_t = 0,086 \quad [m] \quad \text{Distância transversal entre os tubos}$$

$$S_t = 0,232 \quad \text{Distância entre centros na seção transversal}$$

$$A_t = 16 \cdot 3,1415 \cdot D_e \cdot L_t \quad \text{Área do feixe de tubos}$$

$$A_{trans} = 3,79 \cdot 1,708 \quad [m^2] \quad \text{Área da seção transversal}$$

$$A_{ft} = 16 \cdot 0,146 \cdot 1,596 \quad [m^2] \quad \text{Área transversal do feixe de tubos}$$

$$A_{et} = A_{trans} - A_{ft} \quad \text{Área de passagem dos gases da combustão}$$

$$m_{Re} = 0,608 \quad \text{Potência à qual Re é elevado, tabela 7.5 Incropera}$$

$$c_1 = 0,229 \quad \text{Constante, tabela 7.5 Incropera}$$

$$c_2 = 0,64 \quad \text{Constante, tabela 7.6 Incropera}$$

$$L_t = 1,75 \quad [m] \quad \text{Comprimento equivalente dos tubos}$$

Glendon

$$T_{g,0} = 1029$$

$$\dot{m}_g = 3,501 \quad [kg/s] \quad \text{Vazão mássica dos gases da combustão}$$

Perfil do coeficiente de conveccao

$$h_{c,i} = -0,54 \cdot i + 24 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 35$$

$$h_{c,36} = 4,5$$

$$h_{c,37} = 3,8$$

Perfil de temperatura dos gases da combustão

$$T_{g,i} = 0,3479 \cdot i^2 - 29,634 \cdot i + 1029,6 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37$$

Balanco de energia no sub-volume de controle dos gases da combustão

$$\dot{Q}_{g,i} = \dot{m}_g \cdot c_{p,g,i} \cdot [T_{g,i} - T_{g,i-1}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad [kW]$$

Equação da transferência de energia para o ar de sopro

$$\dot{Q}_{a,i} = -\dot{Q}_{c,i} - \dot{Q}_{r,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad [kW]$$

Taxa de energia transferida por convecção

$$\dot{Q}_{c,i} = h_{c,i} \cdot A_t \cdot [T_{g,i} - T_{a,i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37$$

Taxa de energia transferida por radiação

$$\dot{Q}_{r,i} = h_{r,i} \cdot A_t \cdot [T_{g,i} - T_{a,i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37$$

$$h_{r,i} = \varepsilon_{g,i} \cdot \sigma \cdot [T_{a,i} + T_{g,i}] \cdot [T_{a,i}^2 + T_{g,i}^2] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Perfil do coeficiente de radiação}$$

$$\varepsilon_{g,i} = -0,0016 \cdot i + 0,098 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Perfil da emissividade dos gases}$$

Total da taxa de energia perdida

$$\dot{Q}_{perda,i} = \dot{Q}_{pe,i} + \dot{Q}_{teto,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37$$

Taxa de energia perdida pela parede

$$\dot{Q}_{pe,i} = 2 \cdot [h_{pe,i} \cdot A_{pe} \cdot (T_{pe,i} - T_{amb}) + 0,9 \cdot \sigma \cdot A_{pe} \cdot (T_{pe,i}^4 - T_{amb}^4)] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37$$

$$T_{pe,i} = 0,0006 \cdot i^3 + 0,0471 \cdot i^2 - 4,3314 \cdot i + 144,96 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Temperatura da parede externa}$$

$$h_{pe,i} = 0,95 \cdot [T_{pe,i} - T_{amb}]^{0,3333} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Perfil do coeficiente de convecção para a parede}$$

Taxa de energia perdida pelo teto

$$\dot{Q}_{teto,i} = h_{teto,i} \cdot A_{teto} \cdot [T_{teto,i} - T_{amb}] + 0,9 \cdot \sigma \cdot A_{pe} \cdot [T_{teto,i}^4 - T_{amb}^4] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37$$

$$T_{teto,i} = 0,0098 \cdot i^3 - 0,5159 \cdot i^2 + 3,8097 \cdot i + 126,4 \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Temperatura do teto}$$

$$h_{teto,i} = 1,43 \cdot [T_{teto,i} - T_{amb}]^{0,333} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Perfil do coeficiente de convecção para o teto}$$

Equação para o balanço de energia para o volume de controle

$$\dot{Q}_{a,i} = \dot{Q}_{g,i} + \dot{Q}_{perda,i} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37$$

Cálculo do coeficiente de convecção teórico ao longo do Glendon

$$c_{p,g,i} = \mathbf{Cp} ['Air' ; T = T_{g,i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Calor específico dos gases da combustão}$$

$$\rho_{g,i} = \rho ['Air' ; T = T_{g,i} ; P = 101] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Massa específica dos gases da combustão}$$

$$\dot{V}_{g,i} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_{g,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Vazão volumétrica dos gases da combustão}$$

$$\bar{V}_{g,i} = \frac{\dot{V}_{g,i}}{A_{et}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Velocidade média do fluxo de gases}$$

$$V_{máxg,i} = S_t \cdot \left[\frac{\bar{V}_{g,i}}{S_t - D_e} \right] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Velocidade máxima do fluxo de gases}$$

$$\mu_{g,i} = \mathbf{Visc} ['Air' ; T = T_{g,i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Viscosidade dos gases da combustão}$$

$$k_{g,i} = \mathbf{k} ['Air' ; T = T_{g,i}] \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \textit{Condutividade térmica dos gases da combustão}$$

$$Pr_{g,i} = cp_{g,i} \cdot \frac{\mu_{g,i}}{k_{g,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \text{Número de Prandtl}$$

$$Re_{g,i} = \rho_{g,i} \cdot D_e \cdot \frac{V_{\text{máx},i}}{\mu_{g,i}} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \text{Número de Reynolds}$$

$$Nu_{g,i} = 1,13 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot Re_{g,i}^{m_{Re}} \cdot Pr_{g,i}^{0,33} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \text{Número de Nusselt}$$

$$h_{g,i} = Nu_{g,i} \cdot \frac{k_{g,i}}{D_e} \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 37 \quad \text{Coeficiente de convecção teórico}$$

SOLUTION

Unit Settings: [J]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$$A_{\text{et}} = 2,745$$

$$A_{\text{ft}} = 3,728$$

$$A_{\text{pe}} = 0,5124 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{\text{t}} = 12,84 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{\text{teto}} = 1,137 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{\text{trans}} = 6,473$$

$$c_1 = 0,229$$

$$c_2 = 0,64$$

$$\delta_t = 0,086 \text{ [m]}$$

$$D_e = 0,146 \text{ [m]}$$

$$L_t = 1,75 \text{ [m]}$$

$$\dot{m}_g = 3,501 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{Re} = 0,608$$

$$\sigma = 5,670\text{E-}08 \text{ [W/(m}^2\text{*K}^4\text{)]}$$

$$S_t = 0,232$$

$$T_{\text{amb}} = 25 \text{ [C]}$$

595 potential unit problems were detected.

Arrays Table

	$T_{g,i}$	$T_{a,i}$	$h_{c,i}$	$\dot{Q}_{g,i}$	$\dot{Q}_{a,i}$	$\dot{Q}_{\text{perda},i}$	$\dot{Q}_{c,i}$	$\dot{q}_{r,i}$	$\dot{Q}_{\text{pei},i}$	$\dot{Q}_{\text{teto},i}$
0	1029									
1	1000	763,9	23,46	-118972	-117594	1378	71218	46376	569,1	808,5
2	971,7	720,7	22,92	-118186	-116812	1373	73888	42924	540,5	832,9
3	943,8	684,3	22,38	-114925	-113565	1361	74592	38973	513	847,9
4	916,6	648,9	21,84	-111680	-110340	1341	75081	35258	486,8	853,8
5	890,1	614,7	21,3	-108451	-107138	1313	75351	31787	461,7	851,3
6	864,3	581,5	20,76	-105239	-103960	1279	75397	28563	437,8	841
7	839,2	549,5	20,22	-102044	-100805	1239	75220	25585	415	823,6
8	814,8	518,7	19,68	-98867	-97674	1193	74822	22851	393,4	799,9
9	791,1	489,2	19,14	-95710	-94566	1143	74212	20355	372,8	770,6
10	768,1	460,8	18,6	-92572	-91483	1090	73396	18086	353,4	736,5
11	745,7	433,6	18,06	-89456	-88422	1033	72387	16035	335	698,4
12	724,1	407,7	17,52	-86360	-85386	974,7	71197	14189	317,7	657
13	703,2	382,9	16,98	-83287	-82372	914,6	69838	12534	301,4	613,2
14	682,9	359,3	16,44	-80236	-79382	853,8	68326	11056	286,2	567,6
15	663,4	336,9	15,9	-77207	-76414	793,1	66673	9741	271,9	521,1
16	644,5	315,5	15,36	-74202	-73469	733,1	64894	8575	258,7	474,4
17	626,4	295,3	14,82	-71220	-70545	674,5	63002	7543	246,5	427,9

Arrays Table

	$T_{g,i}$	$T_{a,i}$	$h_{c,i}$	\dot{Q}_{gi}	\dot{Q}_{ai}	\dot{Q}_{perdai}	\dot{Q}_{ci}	\dot{q}_{ri}	\dot{Q}_{pei}	$\dot{Q}_{teto,i}$
18	608,9	276,2	14,28	-68261	-67643	617,8	61010	6634	235,3	382,5
19	592,1	258,2	13,74	-65326	-64762	563,8	58929	5833	225	338,7
20	576,1	241,2	13,2	-62414	-61902	512,7	56771	5130	215,7	297
21	560,7	225,2	12,66	-59526	-59060	465,2	54546	4515	207,4	257,8
22	546	210,3	12,12	-56659	-56238	421,6	52262	3976	200	221,6
23	532,1	196,3	11,58	-53816	-53433	382,2	49928	3505	193,5	188,7
24	518,8	183,4	11,04	-50994	-50646	347,4	47552	3094	187,9	159,4
25	506,2	171,4	10,5	-48193	-47875	317,2	45139	2736	183,3	133,9
26	494,3	160,5	9,96	-45412	-45120	291,9	42696	2424	179,6	112,3
27	483,1	150,6	9,42	-42651	-42379	271,5	40226	2153	176,9	94,6
28	472,6	141,7	8,88	-39908	-39652	255,9	37735	1917	175	80,91
29	462,8	133,9	8,34	-37183	-36937	245,3	35226	1712	174,1	71,2
30	453,7	127,2	7,8	-34474	-34234	239,6	32701	1533	174,2	65,45
31	445,3	121,8	7,26	-31781	-31542	239	30164	1378	175,2	63,77
32	437,6	117,6	6,72	-29102	-28858	243,7	27615	1243	177,3	66,41
33	430,5	114,8	6,18	-26436	-26182	254,2	25057	1125	180,3	73,81
34	424,2	113,7	5,64	-23782	-23511	271,2	22488	1023	184,5	86,68
35	418,6	114,6	5,1	-21139	-20843	295,7	19910	933,6	189,7	106
36	413,7	114	4,5	-18505	-18177	328,9	17320	856,4	196	132,9
37	409,4	107,8	3,8	-15880	-15508	372,2	14718	790	203,6	168,7

Arrays Table

	$T_{pe,i}$	$T_{teto,i}$	$h_{pe,i}$	$h_{teto,i}$	$N_{Ug,i}$	$Pr_{g,i}$	$Re_{g,i}$	\bar{V}_{gi}	\dot{V}_{gi}	$V_{máxg,i}$	$cp_{g,i}$
0											
1	140,7	129,7	4,628	6,73	41,29	0,7266	10407	4,616	12,67	12,45	1185
2	136,5	132	4,572	6,779	41,6	0,7251	10546	4,512	12,39	12,17	1181
3	132,4	133,5	4,515	6,809	41,9	0,7236	10687	4,411	12,11	11,9	1177
4	128,4	134	4,459	6,82	42,22	0,7221	10830	4,312	11,84	11,63	1173
5	124,6	133,8	4,402	6,816	42,53	0,7206	10975	4,216	11,57	11,37	1169
6	120,8	132,8	4,346	6,795	42,85	0,7191	11122	4,123	11,32	11,12	1165
7	117,2	131,2	4,29	6,76	43,17	0,7177	11271	4,032	11,07	10,88	1161
8	113,6	128,9	4,235	6,712	43,49	0,7163	11421	3,943	10,82	10,64	1157
9	110,2	126	4,18	6,65	43,81	0,7149	11573	3,857	10,59	10,41	1153
10	107	122,7	4,126	6,576	44,13	0,7135	11727	3,774	10,36	10,18	1148
11	103,8	118,9	4,072	6,49	44,46	0,7122	11881	3,693	10,14	9,962	1144
12	100,8	114,8	4,02	6,393	44,79	0,711	12037	3,614	9,922	9,751	1140
13	97,93	110,3	3,969	6,285	45,12	0,7097	12194	3,539	9,714	9,546	1136
14	95,2	105,5	3,918	6,166	45,44	0,7085	12351	3,465	9,512	9,348	1132
15	92,61	100,5	3,87	6,036	45,77	0,7074	12508	3,394	9,318	9,157	1128
16	90,17	95,43	3,823	5,897	46,09	0,7063	12666	3,326	9,13	8,973	1124
17	87,89	90,22	3,777	5,748	46,42	0,7052	12823	3,26	8,95	8,795	1121
18	85,75	84,98	3,734	5,59	46,74	0,7042	12979	3,197	8,776	8,624	1117
19	83,78	79,76	3,693	5,423	47,06	0,7033	13135	3,136	8,609	8,461	1113
20	81,97	74,63	3,655	5,248	47,37	0,7024	13289	3,078	8,449	8,303	1110
21	80,33	69,65	3,619	5,067	47,69	0,7015	13442	3,022	8,296	8,153	1106
22	78,85	64,87	3,587	4,879	47,99	0,7007	13592	2,969	8,15	8,01	1103
23	77,55	60,35	3,558	4,688	48,29	0,7	13740	2,918	8,011	7,873	1100
24	76,43	56,15	3,532	4,494	48,59	0,6993	13885	2,87	7,879	7,743	1097
25	75,49	52,33	3,511	4,303	48,87	0,6987	14026	2,825	7,754	7,62	1094
26	74,73	48,95	3,493	4,118	49,15	0,6981	14164	2,782	7,636	7,504	1091
27	74,16	46,06	3,48	3,945	49,42	0,6976	14296	2,741	7,524	7,394	1088

Arrays Table

	$T_{pe,i}$	$T_{teto,i}$	$h_{pe,i}$	$h_{teto,i}$	$N_{Ug,i}$	$Pr_{g,i}$	$Re_{g,i}$	\bar{V}_{gi}	\dot{V}_{gi}	$V_{máxg,i}$	$cp_{g,i}$
28	73,78	43,74	3,471	3,794	49,67	0,6972	14424	2,703	7,42	7,292	1086
29	73,59	42,02	3,466	3,675	49,92	0,6967	14547	2,667	7,322	7,196	1083
30	73,61	40,98	3,467	3,599	50,15	0,6964	14663	2,634	7,232	7,107	1081
31	73,82	40,67	3,472	3,575	50,37	0,696	14773	2,604	7,148	7,025	1079
32	74,25	41,16	3,482	3,612	50,58	0,6958	14875	2,576	7,071	6,949	1077
33	74,88	42,49	3,497	3,708	50,77	0,6955	14970	2,551	7,001	6,88	1076
34	75,72	44,73	3,516	3,86	50,94	0,6953	15058	2,528	6,938	6,819	1074
35	76,78	47,94	3,54	4,059	51,1	0,6951	15137	2,507	6,882	6,764	1073
36	78,06	52,17	3,569	4,294	51,24	0,695	15207	2,489	6,833	6,715	1071
37	79,57	57,49	3,603	4,558	51,36	0,6948	15268	2,474	6,791	6,674	1070

Arrays Table

	$\epsilon_{g,i}$	$h_{g,i}$	$h_{r,i}$	$k_{g,i}$	$\mu_{g,i}$	$\rho_{g,i}$
0						
1	0,0964	22,26	15,28	0,07869	0,00004827	0,2763
2	0,0948	22,1	13,31	0,07756	0,00004763	0,2827
3	0,0932	21,94	11,69	0,07645	0,00004701	0,2891
4	0,0916	21,78	10,26	0,07534	0,00004638	0,2958
5	0,09	21,63	8,985	0,07424	0,00004577	0,3025
6	0,0884	21,47	7,865	0,07315	0,00004517	0,3094
7	0,0868	21,31	6,878	0,07208	0,00004457	0,3163
8	0,0852	21,15	6,01	0,07102	0,00004398	0,3234
9	0,0836	21	5,25	0,06997	0,0000434	0,3306
10	0,082	20,84	4,583	0,06894	0,00004284	0,338
11	0,0804	20,69	4,001	0,06793	0,00004228	0,3454
12	0,0788	20,53	3,492	0,06693	0,00004173	0,3529
13	0,0772	20,38	3,047	0,06595	0,0000412	0,3604
14	0,0756	20,23	2,66	0,065	0,00004067	0,3681
15	0,074	20,08	2,323	0,06406	0,00004016	0,3757
16	0,0724	19,94	2,03	0,06314	0,00003966	0,3835
17	0,0708	19,79	1,774	0,06225	0,00003917	0,3912
18	0,0692	19,65	1,553	0,06138	0,0000387	0,3989
19	0,0676	19,51	1,36	0,06054	0,00003824	0,4067
20	0,066	19,38	1,193	0,05972	0,0000378	0,4144
21	0,0644	19,25	1,048	0,05893	0,00003737	0,422
22	0,0628	19,12	0,922	0,05816	0,00003696	0,4295
23	0,0612	19	0,8129	0,05743	0,00003656	0,437
24	0,0596	18,88	0,7184	0,05673	0,00003618	0,4443
25	0,058	18,76	0,6365	0,05605	0,00003581	0,4515
26	0,0564	18,65	0,5656	0,05541	0,00003547	0,4585
27	0,0548	18,55	0,5042	0,05481	0,00003514	0,4653
28	0,0532	18,45	0,4511	0,05423	0,00003482	0,4718
29	0,0516	18,36	0,4052	0,05369	0,00003453	0,4781
30	0,05	18,27	0,3657	0,05319	0,00003426	0,4841
31	0,0484	18,19	0,3316	0,05272	0,000034	0,4898
32	0,0468	18,11	0,3024	0,05229	0,00003377	0,4951
33	0,0452	18,04	0,2775	0,05189	0,00003355	0,5001
34	0,0436	17,98	0,2565	0,05153	0,00003336	0,5046
35	0,042	17,92	0,2392	0,05121	0,00003319	0,5087
36	0,0404	17,87	0,2225	0,05093	0,00003303	0,5123
37	0,0388	17,83	0,204	0,05069	0,0000329	0,5155

