

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

RODRIGO CORRÊA DA SILVA

**ARRANJO INSTRUMENTAL PARA MONITORAR TEMPERATURAS DE
SUPERFÍCIE EM FEIXES TUBULARES DE UNIDADES GERADORAS DE VAPOR**

**FLORIANÓPOLIS
2008**

RODRIGO CORRÊA DA SILVA

**ARRANJO INSTRUMENTAL PARA MONITORAR TEMPERATURAS DE
SUPERFÍCIE EM FEIXES TUBULARES DE UNIDADES GERADORAS DE VAPOR**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a
obtenção do título de Mestre em Engenharia,
especialidade Engenharia Mecânica, sendo
aprovada em sua forma final.**

Orientador: Antonio Carlos Ribeiro Nogueira, D.Sc.

Co-orientador: Edson Bazzo, Dr.Eng.

**FLORIANÓPOLIS
2008**

RODRIGO CORRÊA DA SILVA

**ARRANJO INSTRUMENTAL PARA MONITORAR TEMPERATURAS DE
SUPERFÍCIE EM FEIXES TUBULARES DE UNIDADES GERADORAS DE VAPOR**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a
obtenção do título de Mestre em Engenharia,
especialidade Engenharia Mecânica, sendo
aprovada em sua forma final.**

Aprovada pela Banca Examinadora em 28 de fevereiro de 2008.

Antonio Carlos Ribeiro Nogueira, D.Sc. – Orientador

Edson Bazzo, Dr.Eng. – Co-orientador

Fernando Cabral, Ph.D. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Vicente de Paulo Nicolau, Dr.– Presidente

Carlos Alberto Flesch, Dr.Eng.

Saulo Güths, Dr.

Aos meus pais Osni (*in memoriam*) e Ednise.

À minha avó Ieda e à minha irmã Renata.

À minha querida Cristiane.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Dr. Antonio Carlos Ribeiro Nogueira, pela orientação e conhecimentos transmitidos.

Ao professor Dr. Edson Bazzo, pela orientação e por permitir a realização do trabalho na área de caldeiras.

Ao Eng. Edevaldo Brandilio, por compartilhar de sua experiência em instrumentação.

Ao Murilo Citadin, pela colaboração no desenvolvimento das malhas e atividades experimentais.

Ao M. Eng. Lourival Jorge Mendes Neto, pelas sugestões no desenvolvimento das simulações numéricas.

Ao Eng. Luiz Felipe, coordenador do projeto de P&D ANEEL, por participar e acreditar no potencial deste trabalho.

À Tractebel Energia S.A, em especial à equipe de manutenção, operação e instrumentação da UTLB.

Aos membros do LabCET, que sempre mostraram-se dispostos em auxiliar.

À equipe do Labtermo, pela confecção dos sensores e sondas.

Ao departamento de Engenharia Mecânica e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, pelo ensino de excelência.

Ao CNPq, pelo suporte financeiro.

RESUMO

A iminente crise do setor elétrico nacional decorrente da crescente demanda de energia mostra a necessidade de novos investimentos no setor. Nesse contexto, apesar dos incentivos governamentais em fontes alternativas de energia, as centrais termelétricas a carvão ainda se constituem na alternativa que melhor atende essa necessidade. Além da implantação de novos projetos, é de fundamental importância a repotenciação ou a modernização das usinas existentes, buscando maior vida útil de seus componentes e, conseqüentemente, redução da indisponibilidade operacional. No caso do complexo termelétrico Jorge Lacerda, de Capivari de Baixo-SC, as paradas forçadas para manutenção têm como conseqüência a indisponibilidade do fornecimento de energia, a qual está relacionada, principalmente, com as falhas nos tubos que compõem os feixes tubulares das unidades geradoras de vapor, devido aos acentuados gradientes térmicos. Este trabalho apresenta, fundamentalmente, um aparato instrumental capaz de monitorar as temperaturas de superfície dos feixes tubulares na região de escoamento dos gases de combustão. Dessa forma, resultados confiáveis poderão ser obtidos e um banco de dados poderá ser gerado para servir de subsídio na validação de modelos numéricos, bem como, conferir segurança à solução definitiva dos problemas associados aos gradientes térmicos. Esse aparato instrumental é constituído por sensores de temperatura fixados diretamente na superfície dos tubos. Tais sensores utilizam termopares de isolamento mineral, os quais possuem um perfil adequado para aplicação em ambientes agressivos. Entretanto, as configurações dos sensores disponíveis atualmente apresentam limitações que conduzem a valores superestimados das temperaturas medidas. Dessa forma, uma nova configuração é proposta com o intuito de minimizar os erros inerentes às configurações atuais. Resultados obtidos através de uma análise teórica-experimental apontam, positivamente, para o sensor proposto. Alguns tubos do superaquecedor final e rea aquecedor de vapor, existentes em uma unidade geradora de vapor pertencente ao complexo termelétrico Jorge Lacerda, foram instrumentados e os resultados obtidos são apresentados e avaliados sob diferentes condições operacionais.

Palavras chave: Geração Termelétrica, Instrumentação de Caldeiras, Monitoramento de temperaturas e superfície.

ABSTRACT

The imminent crisis of the electrical sector in Brazil due to the crescent demand of energy shows the necessity of new investments on the sector. However, despite the government incentives on energy alternative resources, the coal thermoelectrical power plants are still the best alternative to attend this necessity. Besides new projects, it is important to redesign the existent power plants, aiming an increase of useful life of their components and, consequently, reduction of the unavailability operational. At Jorge Lacerda Thermoelectric Complex in Capivari de Baixo-SC, the unplanned outages has as consequence the unavailability of the energy supply, which are frequently correlated with the fails on the tube bundles in the boilers due to the accentuated thermal gradients. This work presents primarily an instrumental apparatus for instrumentation and monitoring of tube bundles surface temperatures at the combustion gases flow region. Through this approach, reliable results may be obtained and a database may be generated to provide validation of numerical models and definitive solutions of the problems due the thermal gradients. This proposed apparatus is based on the usage of sensors attached directly on the surface tubes. These sensors use sheathed thermocouples which have a suitable profile for using on several environments. However, the sensor configurations currently available show limitations that lead to overestimated temperature values. Thus, a new configuration is proposed in order to reduce the errors. Results obtained through theoretical-experimental analysis show favorable to the use of this configuration. Specific tubes of the final superheater and final reheater of a pulverized coal boiler situated at Jorge Lacerda Thermoelectric Complex were instrumented and the results are presented and evaluated on different operational conditions.

Key-words: Thermoelectric Generation, Boiler Instrumentation, Surface Temperature Monitoring

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Distribuição da vazão de vapor na primeira fileira do superaquecedor final.	24
Figura 2.2 – Exemplo de um restritor de fluxo utilizado.	24
Figura 2.3 – Plano de entrada do superaquecedor final.	25
Figura 2.4 – Configuração de um termopar de isolamento mineral.	27
Figura 2.5 – Comportamento dos termopares K e N em 900°C.	29
Figura 2.6 – Método de fixar os termoelementos na superfície externa de tubos.	30
Figura 2.7 – Sensor desenvolvido por Hansen P.F.	30
Figura 2.8 – Sensores propostos pela ASTM.	31
Figura 2.9 – Sensor desenvolvido por Finney P.F.	32
Figura 2.10 – Sensor desenvolvido por Granahan <i>et.al.</i>	32
Figura 2.11 – Nova configuração do sensor desenvolvido por Finney P.F.	33
Figura 2.12 – Sensor desenvolvido por Wannamaker <i>et.al.</i>	33
Figura 3.1 – Unidade geradora de vapor.	36
Figura 3.2 – Painel do superaquecedor final.	37
Figura 3.3 – Painéis do reaquecedor final.	38
Figura 3.4 – Região de monitoramento referente à metodologia atual.	40
Figura 3.5 – Parcelas dos mecanismos de transferência de calor no superaquecedor final.	42
Figura 3.6 – Temperaturas de superfície nas regiões dos gases de combustão e do ar.	43
Figura 3.7 – Sensor blindado.	45
Figura 3.8 – Condutividade térmica da fibra cerâmica em flocos para 200 kg/m ³	46
Figura 3.9 – Prendedor para fixação dos termopares.	47
Figura 3.10 – Sistema de medição de temperaturas de superfície.	49
Figura 3.11 – Termosonda de imersão.	50
Figura 4.1 – Domínio computacional para um tubo sem sensor instalado.	52
Figura 4.2 – Malhas geradas para os três casos simulados.	53
Figura 4.3 – Coeficiente de absorção.	60
Figura 4.4 – Perfil de velocidade através de um tubo sem sensor em $z=0$	62
Figura 4.5 – Perfil de velocidade através de um tubo com o sensor aterrado em $z=0$	62
Figura 4.6 – Perfil de velocidade através de um tubo com o sensor blindado em $z=0$	63
Figura 4.7 – Campos do vetor velocidade no plano xy em $z=0$	64
Figura 4.8 – Campos do vetor velocidade no plano xy em $z=0$	64

Figura 4.9 – Campos de temperatura na superfície do tubo e sensores.	65
Figura 4.10 – Campos de temperatura em um plano dos sensores.	66
Figura 4.11 – Perfil de temperatura na superfície do tubo em $y = -0,5D$	67
Figura 5.1 – Pontos de monitoramento no superaquecedor final e reaquecedor final.	69
Figura 5.2 – Sensores instalados no superaquecedor final.	69
Figura 5.3 – Termopares fixados na parede d’água do teto da caldeira.	70
Figura 5.4 – Computador e sistema de aquisição de dados.	70
Figura 5.5 – Temperaturas medidas pelos sensores no superaquecedor final.	72
Figura 5.6 – Temperaturas medidas pelos sensores no reaquecedor final.	72
Figura 5.7 – Temperatura na última fileira do 20º painel do superaquecedor final.	73
Figura 5.8 – Temperatura na última fileira do 15º painel do reaquecedor final.	74
Figura 5.9 – Temperatura na última fileira do 38º painel do reaquecedor final.	74
Figura 5.10 – Temperatura na última fileira do 39º painel do reaquecedor final.	75
Figura 5.11 – Posicionamento dos feixes tubulares em relação aos queimadores.	76
Figura 5.12 – Disposição dos tubos no superaquecedor final e reaquecedor final.	77
Figura 5.13 – Temperaturas da última fileira de tubos monitoradas próximo ao coletor de saída do superaquecedor final para potência de (125MW).	78
Figura 5.14 – Ponto de monitoramento com a termosonda de imersão.	79
Figura 5.15 – Termosonda de imersão sendo instalada na unidade geradora de vapor.	79
Figura 5.16 – Temperaturas dos gases na entrada do superaquecedor final.	80
Figura 6.1 – Fontes de incerteza na medição de temperaturas de superfície através dos sensores no superaquecedor final.	91
Figura 6.2 – Fontes de incerteza na medição de temperaturas de superfície através dos sensores no reaquecedor final.	92
Figura 6.3 – Incerteza da medição das temperaturas de superfície através dos sensores no superaquecedor final.	93
Figura 6.4 – Incerteza da medição das temperaturas de superfície através dos sensores no reaquecedor final.	93
Figura 6.5 – Fontes de incerteza na medição da temperatura dos gases de combustão.	94
Figura 6.6 – Incerteza da medição da temperatura dos gases de combustão.	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Fontes de geração de energia elétrica	17
Tabela 2.1 – Reservas mundiais de carvão no ano de 2002.....	21
Tabela 2.2 – Tipos e características dos termopares padronizados.	26
Tabela 3.1 – Dados relativos ao circuito água/vapor.....	39
Tabela 4.1 – Graus de refino da malha para os três casos simulados.....	54
Tabela 5.1 – Temperaturas médias de metal em diferentes condições operacionais.....	75
Tabela 6.1 – Erro máximo admissível em termopares.....	83
Tabela 6.2 – Erro máximo admissível em fios de compensação.....	85
Tabela 6.3 – Erro associado ao sistema de aquisição de sinais Agilent 34970A.....	88
Tabela 6.4 – Incerteza devido à junta de referência.	89
Tabela 6.5 – Erro devido ao polinômio de interpolação.....	90

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISI – American Iron and Steel Institute

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

ANSI – American National Standards Institute

ASTM – American Society for Testing and Materials

BIPM – Bureau International des Poids et Mesures

CFD – Computational Fluid Dynamics

EES – Engineering Equation Solver

FEM – Força Eletromotriz

IEC – International Electrotechnical Commission

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial

ISO – International Organization for Standardization

ISO-GUM – Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement

LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos

MME – Ministério de Minas e Energia

ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico

PVC – Poli Cloroeto de Vinila

RANS – Reynolds-Averaged Navier Stokes

SST – Shear Stress Transport

TIG – Tungsten Inert Gas

UTLA – Usina Termelétrica A

UTLB – Usina Termelétrica B

UTLC – Usina Termelétrica C

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino

A	Área	[m ²]
a_λ	Coefficiente de absorção	[1/m]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kgK]
D	Diâmetro do tubo	[m]
f	Função	[-]
F	Fator de correção	[-]
F1	Função de transição da equação da frequência turbulenta	[-]
h	Coefficiente de transferência de calor	[W/m ² .K]
H	Altura	[m]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
k	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
k	Fator de abrangência	[-]
L	Comprimento	[m]
L_y	Comprimento na direção y	[m]
n	Número de observações	[-]
N	Função de forma	[-]
P	Pressão	[Pa, mmca]
Pr	Número de Prandtl	[-]
q	Grandeza que varia aleatoriamente	[-]
q_k	Observações da grandeza q	[-]
$r(x_i, x_j)$	Coefficiente de correlação	[-]
Ra	Número de Rayleigh	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
s	Vetor direção	[-]
s	Direção	[-]
$s(q_k)$	Variância experimental	[-]
S	Extensão da trajetória (<i>path-length</i>)	[m]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K, °C]

u	Componentes do vetor velocidade	[m/s]
u	Covariância	[-]
U	Incerteza expandida	[-]
V_y	Velocidade na direção y	[m/s]
V_∞	Velocidade na entrada do domínio computacional	[m/s]
$u(x_i)$	Incerteza padrão da estimativa de entrada x_i	[-]
$u_c(y)$	Incerteza padrão combinada	[-]
x	Estimativa da grandeza de entrada X	[-]
X	Grandeza de entrada a qual depende o mensurando	[-]
y	Estimativa do mensurando Y; resultado de uma medição	[-]
Y	Um mensurando	[-]
y^+	Distância adimensional normal à parede	[-]

Alfabeto Grego

α	Absortividade	[-]
β	Coefficiente da equação da frequência turbulenta	[-]
β^*	Coefficiente da equação da energia cinética turbulenta	[-]
Γ	Termo fonte	[-]
ε	Emissividade	[-]
ε	Taxa de dissipação turbulenta	[m ² /s ³]
Σ	Somatório	[-]
κ_λ	Espessura óptica	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta	[Pa.s]
ν_t	Viscosidade cinemática turbulenta	[m ² /s]
ν_i	Grau de liberdade	[-]
ν_{eff}	Graus de liberdade efetivos	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² .K ⁴]
σ_k	Coefficiente da equação da energia cinética turbulenta	[-]
$\sigma_{s\lambda}$	Coefficiente de espalhamento	[-]

σ_{ω}	Coeficiente da equação da frequência turbulenta	[-]
$\sigma_{\omega 2}$	Coeficiente da equação da frequência turbulenta	[-]
τ	Tensão cisalhante	[N/m ²]
ϕ	Taxa de crescimento da malha na direção radial	[-]
ϕ	Variável a ser transportada	[s]
ω	Frequência turbulenta	[Hz]

Subscrito

cn	Convecção natural	[-]
e	Externo	[-]
ec	Externo de convecção	[-]
g	Gases de combustão	[-]
i	Interno	[-]
ic	Interno de convecção	[-]
i,j	Relativos à notação de Einstein	[-]
ML	Média logarítmica	[-]
mg	Média dos gases de combustão	[-]
mp	Média de parede	[-]
pi	Ponto de integração	[-]
rg	Radiação gasosa	[-]
v	Vapor	[-]
u	<i>Upwind</i>	[-]

Sobrescrito

0	Referente ao passo de tempo anterior	[-]
---	--------------------------------------	-----

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	GENERALIDADES.....	16
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	INTRODUÇÃO	21
2.2	UTILIZAÇÃO DO CARVÃO MINERAL COMO COMBUSTÍVEL	21
2.3	PROBLEMAS OPERACIONAIS EM UNIDADES GERADORAS DE VAPOR.....	22
2.4	TERMOPARES DE ISOLAÇÃO MINERAL	25
2.5	SENSORES PARA MEDIÇÃO DE TEMPERATURAS DE SUPERFÍCIE EM TUBOS.....	29
3	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	35
3.1	INTRODUÇÃO	35
3.2	DESCRIÇÃO DA UNIDADE GERADORA DE VAPOR.....	35
3.3	METODOLOGIA ATUAL EMPREGADA PARA MEDIÇÃO DAS TEMPERATURAS DE METAL DOS TUBOS	39
3.4	METODOLOGIA PROPOSTA PARA MEDIÇÃO DAS TEMPERATURAS DE METAL DOS TUBOS.....	43
3.5	METODOLOGIA PARA A MEDIÇÃO DA TEMPERATURA E VELOCIDADE DOS GASES DE COMBUSTÃO	49
4	ANÁLISE NUMÉRICA.....	51
4.1	INTRODUÇÃO	51
4.2	DOMÍNIO DE ANÁLISE E CASOS SIMULADOS	51
4.3	DISCRETIZAÇÃO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL	52
4.4	MODELOS MATEMÁTICOS	55
4.5	CONDIÇÕES DE CONTORNO	60
4.6	RESULTADOS NUMÉRICOS	61

5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	68
5.1	INTRODUÇÃO	68
5.2	PONTOS DE MONITORAMENTO NOS FEIXES TUBULARES	68
5.3	AVALIAÇÃO DOS DIFERENTES SENSORES DE TEMPERATURA	71
5.4	AVALIAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE SUPERFÍCIE PARA DIFERENTES CONDIÇÕES OPERACIONAIS	73
5.5	MEDIÇÃO DA TEMPERATURA E VELOCIDADE DOS GASES DE COMBUSTÃO	78
6	ANÁLISE DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO	81
6.1	INTRODUÇÃO	81
6.2	PROCEDIMENTO PARA ANÁLISE DA INCERTEZA	81
6.3	FONTES DE INCERTEZA EM SISTEMAS AUTOMATIZADOS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA.....	82
6.4	ANÁLISE DA INCERTEZA NA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA DE SUPERFÍCIE DOS FEIXES TUBULARES	90
6.5	ANÁLISE DA INCERTEZA NA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA DOS GASES DE COMBUSTÃO	94
7	CONCLUSÕES	96
7.1	CONCLUSÕES GERAIS E COMENTÁRIOS.....	96
7.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	98
	REFERÊNCIAS	99
	APÊNDICE A – PROCEDIMENTO PARA AVALIAÇÃO DA INCERTEZA	103
	ANEXO A – SUPERAQUECEDOR FINAL E REAQUECEDOR FINAL	111
	ANEXO B – SENSOR BLINDADO	114
	ANEXO C – TERMOSONDA DE IMERSÃO	116
	ANEXO D – ALGORITMO DE SOLUÇÃO PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	118

1 INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

A questão energética configura-se como um dos pré-requisitos para o desenvolvimento industrial e econômico de um país. A iminente crise do setor elétrico nacional mostra a importância e a necessidade de investimentos nos setores de geração, transmissão e distribuição, visto que uma nova interrupção no fornecimento de energia pode causar prejuízos e transtornos consideráveis à economia.

Apesar da extensa dimensão territorial do Brasil, atualmente, o fornecimento de energia elétrica é um dos serviços públicos mais universalizados, dado que atende quase a totalidade dos pontos de consumo. Para atender um mercado com essa abrangência, devido a grande distância entre as fontes geradoras e os centros de carga, o sistema elétrico se baseia em um parque gerador com centrais predominantemente hidrelétricas e uma complexa malha de transmissão e distribuição. Por esse motivo, o sistema elétrico brasileiro é peculiar e não encontra paralelo em termos mundiais.

Conforme dados da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2007), a capacidade instalada do Brasil em outubro de 2007, considerando todo o parque gerador existente e as interligações internacionais, é de 108.305.458 kW. A tabela 1.1 detalha as parcelas correspondentes às diversas fontes de geração.

Estudos realizados pelo Ministério de Minas e Energia (MME, 2006) apontam que nos últimos anos, todos os setores de consumo, residencial, comercial, e industrial, apresentaram crescimentos consideráveis. Além disso, projeções mostram que até 2015 o consumo total de energia elétrica no País sofrerá um aumento da ordem de 5% ao ano. Dessa forma, a segurança do suprimento de energia elétrica passa, necessariamente, pela diversificação das suas fontes primárias de geração, as quais devem ser priorizadas tecnologias que utilizem os recursos energéticos disponíveis a um menor custo possível. Apesar de ser responsável atualmente por aproximadamente 20% da capacidade instalada, as centrais termelétricas são as que melhor atendem essas especificações, utilizando indistintamente carvão, biomassa, petróleo e gás natural.

Tabela 1.1 – Fontes de geração de energia elétrica.

Fonte	Capacidade Instalada (kW)	Participação (%)
Hidrelétrica	76.792.733	70.9
Gás Natural	11.313.280	10.4
Petróleo	4.386.180	4.0
Biomassa	3.984.415	3.7
Nuclear	2.007.000	1.8
Carvão Mineral	1.415.000	1.3
Eólica	236.850	0.2
Importação	8.170.000	7.5
Total	108.305.458	

Fonte: Agência Nacional de Energia Elétrica, 2007

Com a recente reestruturação do setor elétrico nacional, além da inserção de novos agentes na prestação dos serviços de energia elétrica, introduziu-se uma livre competição nos segmentos de geração e comercialização. Com isso, iniciou-se uma espécie de competitividade entre as empresas geradoras a fim de fornecer energia de qualidade e sem interrupções a um menor custo. Considerando que o parque gerador nacional possui usinas que estão em operação há mais de vinte e cinco anos, o índice de indisponibilidade do fornecimento de energia é considerável.

Desse modo, é de fundamental importância a repotenciação e a modernização das usinas já em operação para que sejam aplicadas ações que busquem a extensão da vida útil, melhoria do desempenho, redução das paradas para manutenção e aumento da confiabilidade. Apesar dos adequados programas de manutenção, o natural envelhecimento e desgaste dos equipamentos em uma usina, contribuem para o aumento da indisponibilidade e, conseqüentemente, comprometem a qualidade do suprimento da energia. Todavia, através da repotenciação e modernização, esses efeitos são praticamente eliminados, restabelecendo-se as condições operacionais próximas as de uma usina nova, com um baixo custo.

No caso do complexo termelétrico Jorge Lacerda, situado em Capivari de Baixo-SC, das sete unidades de geração existentes, as quatro mais antigas pertencentes à UTLA, operam há 43 anos. Além dessas, as duas unidades de geração que compõem a UTLB operam há 33 anos e a mais recente, pertencente à UTLC, opera há 10 anos. As freqüentes paradas forçadas para manutenção dessas unidades, têm como conseqüência direta a indisponibilidade do

fornecimento de energia elétrica. Felipe e Santo (1998) descrevem que essa indisponibilidade se deve, principalmente, às falhas nos feixes tubulares das unidades geradoras de vapor devido aos acentuados gradientes térmicos. Com o propósito de identificar as causas e obter soluções relacionadas ao rompimento prematuro desses tubos, pesquisas vêm sendo realizadas no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET) em conjunto com a Tractebel Energia através de recursos de pesquisa e desenvolvimento gerenciados pela ANEEL.

O presente trabalho consiste na continuação das pesquisas que vêm sendo realizadas, agora focado no desenvolvimento de uma metodologia para instrumentação e monitoramento das temperaturas de superfície dos tubos dos feixes tubulares. A importância de tal estudo se dá pela necessidade do conhecimento das reais temperaturas a que os tubos estão sujeitos, visto que essa é uma das premissas fundamentais para a identificação das causas associadas às falhas. Além disso, um banco de dados poderá ser gerado para servir de subsídio na validação de modelos numéricos e conferir segurança à solução definitiva dos problemas encontrados.

Atualmente, as informações acerca das temperaturas de metal dos feixes tubulares são obtidas experimentalmente e por simulação numérica; entretanto, ambos os métodos são limitados. As medições das temperaturas de metal vêm sendo realizadas em uma região protegida dos gases de combustão e distante dos pontos críticos e dessa forma, conduzindo a valores subestimados. Apesar da simulação numérica ter se mostrado uma poderosa ferramenta na obtenção de resultados, uma análise completa de uma caldeira ou até mesmo de um único feixe tubular, é limitada pelos recursos computacionais disponíveis atualmente. Dessa forma, diversas simplificações devem ser tomadas, tornando os resultados numéricos aproximações dos reais valores atuantes.

Este trabalho tem por objetivo principal apresentar uma metodologia para instrumentação e monitoramento das temperaturas de superfície de feixes tubulares através de termopares instalados na região de escoamento dos gases de combustão. Essa metodologia deverá ser capaz de fornecer resultados fidedignos correspondentes às temperaturas de metal dos tubos. Propõe-se, também, instrumentar e monitorar pontos estratégicos dos feixes tubulares de uma caldeira típica a carvão pulverizado, a fim de que uma avaliação prévia das possíveis causas associadas às elevadas temperaturas seja realizada.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho encontra-se dividido em oito capítulos, um apêndice e anexos. Os conteúdos correspondentes a cada item são descritos a seguir.

O capítulo 1 descreve a introdução do trabalho. São abordadas de uma maneira concisa, questões pertinentes à atual configuração da matriz energética brasileira. A justificativa, bem como os objetivos do trabalho, são apresentados.

No capítulo 2 é descrita a revisão bibliográfica. São detalhados aspectos relativos à importância da utilização do carvão mineral como fonte de geração de energia e os problemas operacionais encontrados nas unidades geradoras de vapor. Além disso, são apresentados os termopares de isolamento mineral bem como as diferentes configurações de sensores aplicados ao monitoramento de temperaturas de superfície de tubos.

A metodologia experimental é abordada no capítulo 3. É descrita a unidade geradora de vapor bem como os feixes tubulares em que serão realizados os experimentos. Uma análise baseada em correlações empíricas é realizada para avaliar a atual metodologia empregada na determinação das temperaturas dos feixes tubulares. Uma nova metodologia e uma nova configuração de sensor são propostas.

No capítulo 4 é realizada uma avaliação do comportamento térmico dos sensores por meio de simulações numéricas em pacotes comerciais de *Computational Fluid Dynamics* (CFD). São avaliados o sensor proposto nesse trabalho e a configuração que é largamente utilizada no ambiente industrial.

O capítulo 5 apresenta os resultados experimentais obtidos com a metodologia proposta. Os sensores avaliados teoricamente são instalados e os respectivos resultados são comparados. Também tubos específicos dos feixes tubulares foram monitorados e os resultados são apresentados e analisados sob diferentes condições operacionais;

O capítulo 6 destina-se à avaliação da incerteza do sistema de medição de temperaturas aplicado à feixes tubulares de caldeiras.

No capítulo 7 são descritas as conclusões obtidas com a realização deste trabalho. Além disso, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

No capítulo 8 são referenciados os documentos utilizados no desenvolvimento do trabalho.

O apêndice A apresenta o procedimento para avaliação da incerteza destinado à sistemas automatizados da medição de temperatura.

Nos anexos encontram-se disponíveis desenhos que ilustram os feixes tubulares em análise. Também é ilustrada a configuração de sensor proposta nesse trabalho e a termosonda de imersão, destinada à medição da temperatura e velocidade dos gases de combustão. Além disso, é apresentado o algoritmo utilizado para determinação dos parâmetros de transferência de calor.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 INTRODUÇÃO

Inicialmente, é descrita a importância da utilização do carvão mineral como fonte de geração de energia. Em seguida, são apresentados os problemas operacionais de unidades geradoras de vapor, principalmente relacionados às falhas de feixes tubulares. Diversas configurações de sensores de temperatura, utilizando termopares de isolamento mineral, são apresentadas.

2.2 UTILIZAÇÃO DO CARVÃO MINERAL COMO COMBUSTÍVEL

Depois do petróleo, o carvão mineral é a fonte primária de energia mais empregada no mundo, podendo ser utilizado como combustível em centrais termelétricas, bem como matéria-prima em indústrias siderúrgicas. Sendo o combustível fóssil com maiores reservas mundiais, o carvão mineral deverá assumir um importante papel no suprimento global de energia nos próximos anos. No Brasil, as reservas provadas de carvão mineral são relativamente pequenas conforme mostrado na tabela 2.1; entretanto, atuam de forma estratégica no suprimento de energia.

Tabela 2.1 – Reservas mundiais de carvão no ano de 2002.

País	Reservas provadas (10 ⁹ t)	Participação (%)
EUA	250,0	25,4
Rússia	157,0	15,9
China	114,5	11,6
Índia	84,4	8,6
Austrália	82,1	8,3
Alemanha	66,0	6,7
África do Sul	49,5	5,0
Ucrânia	34,2	3,5
Cazaquistão	34,0	3,5
Polônia	22,2	2,3
Brasil	11,9	1,2

Fonte: Adaptado de BP Amoco, 2007.

A participação do carvão mineral, entre as diversas fontes de geração de energia elétrica empregadas no País, representa apenas 1,31%, sendo que a maior parte dessa produção provém dos estados da região sul. A ausência de investimentos em pesquisas para o desenvolvimento de tecnologias limpas, bem como a imagem negativa associada ao emprego de combustíveis fósseis, têm restringido o emprego do carvão como fonte de geração de energia. Não restam dúvidas que a combustão do carvão mineral implica na emissão de gases poluentes. Entretanto, mediante a aplicação de tecnologias limpas, juntamente com novos métodos de remoção do SO₂ e seqüestro de carbono, tais efeitos são praticamente eliminados.

2.3 PROBLEMAS OPERACIONAIS EM UNIDADES GERADORAS DE VAPOR

Diversos tipos de problemas de operação e de manutenibilidade são encontrados em unidades geradoras de vapor. Chávez *et.al.*(2003) descrevem que a maioria das falhas ocorrem em componentes pressurizados, principalmente nos componentes de pequeno diâmetro utilizados para a transferência de calor. Os principais mecanismos relacionados à essas falhas estão associados com a ruptura sob tensão, corrosão, erosão, danos por hidrogênio, fadiga por vibração e fadiga térmica.

Além disso, em unidades geradoras de vapor que fazem uso do carvão mineral, as partículas sólidas liberadas da combustão constituem-se outra fonte de problema. Tais partículas aderem-se às superfícies de aquecimento e acumulam-se em áreas onde o fluxo de gases escoar em baixas velocidades e/ou em zonas de recirculação. Como consequência, ocorre a abrasão e a corrosão da superfície dos tubos, principalmente quando acionados os sopradores de fuligem¹. Além disso, a baixa condutividade dos depósitos de cinzas reduz a transferência de calor na caldeira e conseqüentemente a sua eficiência. Lee *et.al.* (2002), descrevem que quando os depósitos de cinzas estão presentes, a eficiência térmica de uma unidade geradora de vapor pode ser reduzida em 10% e a eficiência do ciclo de potência pode atingir uma redução de 20%.

¹ Os sopradores de fuligem são equipamentos periféricos encontrados em unidades geradoras de vapor destinados à remoção da fuligem e depósitos formados na superfície externa das zonas de transferência de calor (paredes d'água, feixes tubulares) através da aspersão de vapor em alta pressão.

Estudos realizados por Bernardini *et.al.*(1999), mostram que no caso das unidades geradoras de vapor pertencentes ao complexo termelétrico Jorge Lacerda, os tubos do superaquecedor final e reauecedor final tem apresentado um estágio avançado de degradação. Isso se deve à exposição prolongada em temperaturas acima dos valores recomendados, caracterizando o sobreaquecimento de longa duração e conseqüentemente na deformação e falha por fluência². Além disso, diversas falhas associadas ao sobreaquecimento de curta duração foram identificadas.

As principais causas associadas ao rompimento devido ao sobreaquecimento de longa duração são: significativos depósitos de cinzas, fluxo reduzido de refrigerante (água ou vapor) e aquecimento excessivo devido os gases e/ou a chama. Esse tipo de falha ocorre em amplas áreas e compreendem muitos tubos dos feixes tubulares. De um modo geral, é a causa mais comum de falhas e é uma condição em que a temperatura de metal ultrapassa os limites estimados durante semanas ou meses (Chávez *et.al*, 2003). O sobreaquecimento de curta duração está, geralmente, associado a um transtorno operacional da caldeira, quando a temperatura do tubo se eleva por um breve período acima dos valores estipulados de projeto. Normalmente, os rompimentos ocorrem em regiões superiores das paredes de água e próximos aos coletores dos feixes tubulares.

No caso específico das unidades geradoras de vapor pertencentes à UTLB, os feixes tubulares suscetíveis à falhas são principalmente o superaquecedor final e reauecedor final. Uma descrição completa da unidade geradora de vapor e dos respectivos componentes encontram-se disponíveis no capítulo 3. Diversos são os fatores que contribuem para que as temperaturas de metal excedam os máximos valores permitidos. Para o caso do superaquecedor final, Reinaldo (2004) determinou a distribuição da vazão de vapor que circula entre os tubos e constatou, conforme figura 2.1, que a região central está sujeita a uma menor vazão. Como conseqüência, essa região apresenta maiores níveis de temperatura. Isso ocorre devido ao desequilíbrio de pressão estática entre os diversos ramais e os coletores de entrada e saída de vapor.

² A fluência de um material é caracterizada pela ocorrência da deformação contínua sob tensão abaixo do limite de escoamento, quando a temperatura é suficiente para promover mobilidade atômica (Hertzberg, 1996 *apud* Reinaldo, 2004).

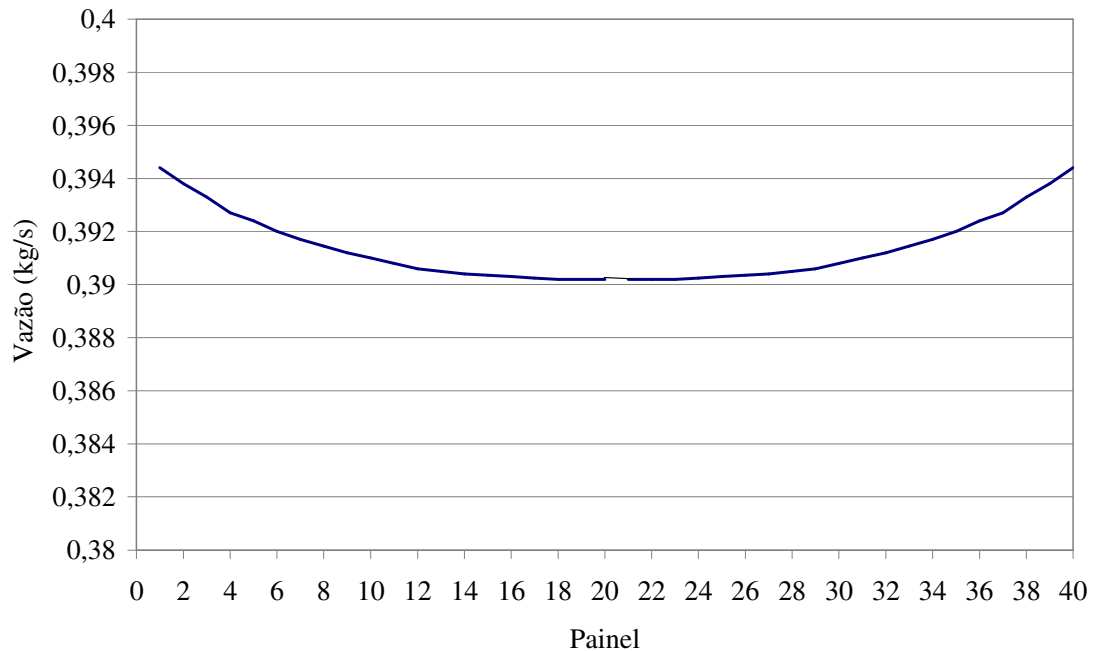


Figura 2.1 – Distribuição da vazão de vapor na primeira fileira do superaquecedor final.
Fonte: Reinaldo, 2004

Para que a vazão de vapor seja uniforme entre os tubos, uma das soluções implementadas foi a instalação de controladores de fluxo em alguns tubos do superaquecedor final. Esse dispositivo, ilustrado na figura 2.2, é capaz de produzir o controle do escoamento através de uma perda de carga. O aumento médio obtido na vazão dos tubos sem controladores de fluxo foi de 9%, enquanto que para os tubos com controladores instalados a vazão foi reduzida em 8,5%.

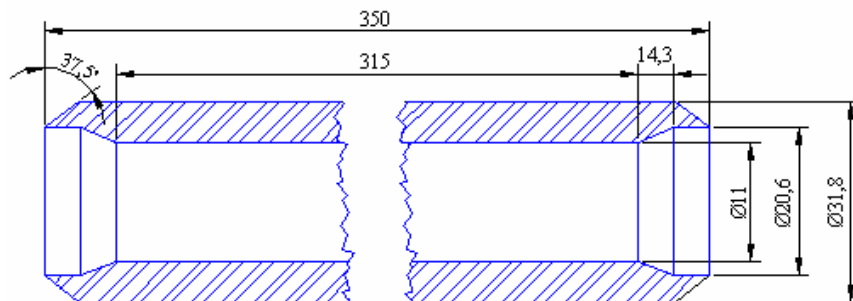


Figura 2.2 – Exemplo de um restritor de fluxo utilizado.

Reinaldo (2004), também identificou um gradiente acentuado do campo de temperatura e velocidade dos gases de combustão no plano de entrada do superaquecedor final, conforme ilustrados nas figuras 2.3 (a) e (b). Essa assimetria é provocada pelo sentido do ar secundário que é introduzido junto aos queimadores. Como consequência direta, os tubos situados na região esquerda dos feixes tubulares apresentam maiores temperaturas de metal do que os localizados na região direita.

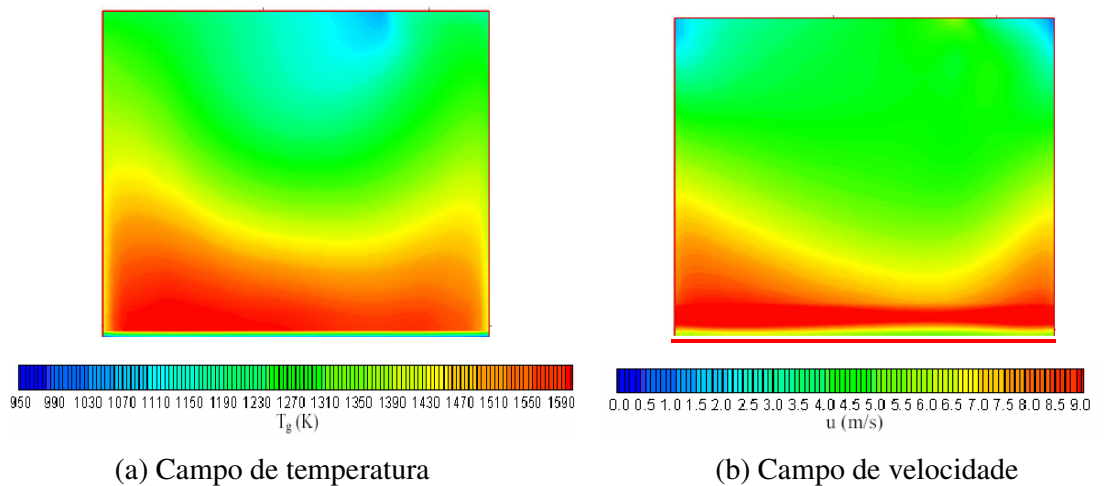


Figura 2.3 – Plano de entrada do superaquecedor final.

Fonte: Reinaldo, 2004.

Além disso, um outro fator que desempenha um papel fundamental no estabelecimento das temperaturas dos feixes tubulares, é a formação de uma camada de óxido internamente aos tubos. Essa camada caracteriza-se como um isolante térmico, cuja condutividade é de aproximadamente $0,59 \text{ W/m.K}$, prejudicando a transferência de calor dos gases para o vapor e acarretando um aumento na temperatura dos tubos. A análise da influência da espessura da camada de óxido na temperatura de metal é discutida no capítulo 3.

2.4 TERMOPARES DE ISOLAÇÃO MINERAL

Dentre os diversos tipos de transdutores de temperatura, os termopares são amplamente utilizados tendo-se em vista: a sua simplicidade, facilidade de instalação, manuseio, boa resposta dinâmica, ampla faixa de operação e compatibilidade com vasta gama de instrumentos de aquisição de dados. A medição de temperatura através de termopares ocorre

por meio do efeito descoberto em 1821 por Thomas Johann Seebeck, que baseia-se no fato de que se dois metais distintos forem conectados formando um circuito elétrico fechado, e se as duas junções estiverem sujeitas às distintas temperaturas, o circuito passa a ser percorrido por uma corrente elétrica gerada por uma força eletromotriz.

A força eletromotriz gerada, depende das temperaturas a que as duas juntas estão sujeitas bem como os materiais utilizados. Qualquer par de metais dissimilares pode ser utilizado como termopar, porém poucas combinações são industrialmente utilizadas. Algumas combinações de materiais para os termoelementos, conforme designação da *American National Standards Institute* (ANSI), são descritas na tabela 2.2. Contudo, a tensão entre as duas junções não é gerada de forma linear como função da temperatura, fazendo com que a sensibilidade varie ao longo da faixa de medição.

Apesar dos termopares atenderem uma ampla faixa de medição, a sua utilização em atmosferas agressivas depende de uma adequada proteção dos termoelementos. Nesses casos, podem ser aplicados termopares de isolamento mineral. Conforme ilustrado esquematicamente na figura 2.4, um termopar de isolamento mineral é constituído por uma bainha metálica, onde internamente encontram-se os termoelementos isolados por um material cerâmico compactado. É estimado que a maioria dos termopares de isolamento mineral fabricados possua como material cerâmico o óxido de magnésio.

Tabela 2.2 – Tipos e características dos termopares padronizados.

Norma ANSI	Termoelemento positivo	Termoelemento negativo	Faixa de operação (°C)
B	Platina / Ródio 30%	Platina / Ródio 6%	0 a 1820
E	Níquel / Cromo 10%	Cobre / Níquel	-184 a 871
J	Ferro	Cobre / Níquel	0 a 760
K	Níquel / Cromo 10%	Níquel / Alumínio	-184 a 1260
N	Níquel 14,2% / Cromo 1,4% / Silício	Níquel 4,4% / Silício 1% / Manganês	0 a 1260
R	Platina / Ródio 13%	Platina	0 a 1482
S	Platina / Ródio 10%	Platina	0 a 1482
T	Cobre	Cobre / Níquel	-184 a 371

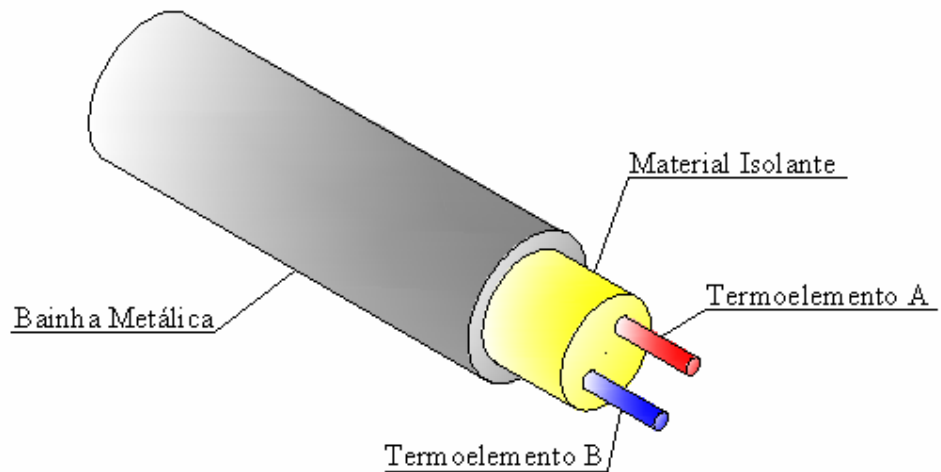


Figura 2.4 – Configuração de um termopar de isolamento mineral.

Em aplicações no interior de unidades geradoras de vapor, esse tipo de configuração permite que os fios do termopar fiquem protegidos das elevadas temperaturas e dos particulados provenientes da combustão, garantindo uma estabilidade na força eletromotriz gerada.

Para a região dos feixes tubulares de unidades geradoras de vapor, apesar de não ser recomendado o uso contínuo em vácuo, somente os termopares do tipo B, K, N, R e S atendem a faixa de operação. Contudo, conforme *American Society for Testing and Materials* (ASTM, 1974), o uso contínuo dos termopares do tipo B, R e S em altas temperaturas, causa um excessivo aumento do tamanho de grão da platina e conseqüentemente uma redução da resistência mecânica. Além disso, a curva de calibração desses termopares são alteradas devido a difusão e/ou volatilização do ródio.

A utilização em vácuo dos termopares do tipo K e N provoca a vaporização do cromo contido no termoelemento positivo que, por conseqüência, altera a curva de calibração do termopar. Em caldeiras, a pressão na fornalha varia entre -1 a -10 mmca, podendo ser esse efeito desconsiderado. Apesar dos termopares tipo K serem amplamente utilizados na indústria, eles podem ser influenciados negativamente dependendo dos níveis de temperatura à que estão sujeitos. As razões da instabilidade de termopares tipo K devem-se às propriedades dos materiais que compõem os termoelementos. Um dos efeitos, denominado *short-range ordering*, ocorre em um faixa de temperatura de 260 a 549 °C devido a tendência dos átomos de cromo e níquel formarem uma estrutura cristalina ordenada. Outro efeito ocorre quando o termopar tipo K é exposto em temperaturas que variam em torno de 982°C, fazendo com que a estrutura cristalina seja reordenada a cada ciclo. Além disso, no caso da

utilização desses termopares em temperaturas acima de 900 °C, o efeito mais crítico é a deriva com o tempo³ (*drift*).

Estudos realizados por Bentley e Morgan (1985) e Anderson e Ludwig (1982) mostram que o *drift* dos termopares tipo K, em temperaturas acima de 900 °C, deve-se à alteração da composição química dos termoelementos. Essa alteração deve-se à difusão de alguns componentes da bainha metálica, tais como alumínio e manganês, para os termoelementos através da estrutura porosa que caracteriza o óxido de magnésio.

Devido as limitações apresentadas com os termopares tipo K, Burley *et.al.*(1978) conduziu estudos com o objetivo de obter uma nova composição química para os termoelementos. Como resultado, desenvolveu-se o termopar tipo N, que pode substituir o termopar tipo K em quase toda faixa de aplicação e ao qual vêm mostrando um crescente aumento de sua utilização na indústria.

Bentley e Morgan (1985) avaliaram o comportamento de ambos os termopares revestidos com diferentes materiais da bainha metálica (aço inoxidável AISI 310 e inconel 600) nas temperaturas de 900, 1000 e 1100 °C em até 1000 horas de operação. Resultados mostram, conforme figura 2.5, que todos os termopares possuem um *drift* aceitável em temperaturas de até 900 °C. Em níveis acima de 900 °C, as mudanças na curva de calibração são menores para termopares tipo N revestidos com inconel. Na temperatura de 1100 °C, o termopar tipo N revestido com inconel apresentou um desvio máximo de -3 °C, enquanto que os termopares tipo K e N revestidos por AISI 310 apresentaram um desvio de aproximadamente -80 °C na temperatura medida.

³ A deriva com o tempo pode ser retratada com um desvio da curva de calibração que um termopar apresenta ao longo de sua vida útil.

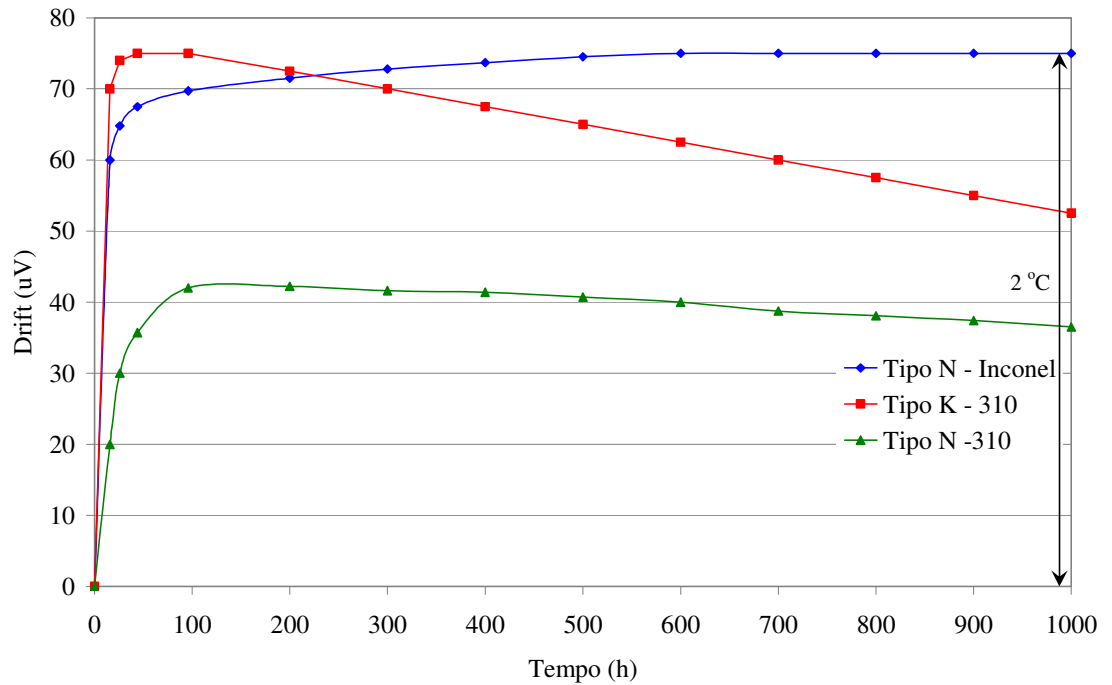


Figura 2.5 – Comportamento dos termopares K e N em 900°C.
 Fonte: Adaptado de Bentley e Morgan, 1986.

2.5 SENSORES PARA MEDIÇÃO DE TEMPERATURAS DE SUPERFÍCIE EM TUBOS

As primeiras medições em superfície externa de tubos, fazendo uso de termopares, iniciaram-se com Whipple (1939) e até então, diversas têm sido as maneiras de fixar a junta de medição dos termopares na superfície externa de tubos. Conforme ilustrado na figura 2.6, Humphreys (1944) desenvolveu um método para fixar os termoelementos no tubo através de uma cavidade feita na superfície externa. Nessa configuração, uma chapa de aço com pequenas cavidades é soldada exteriormente com o objetivo de acomodar e proteger os fios do termopar.

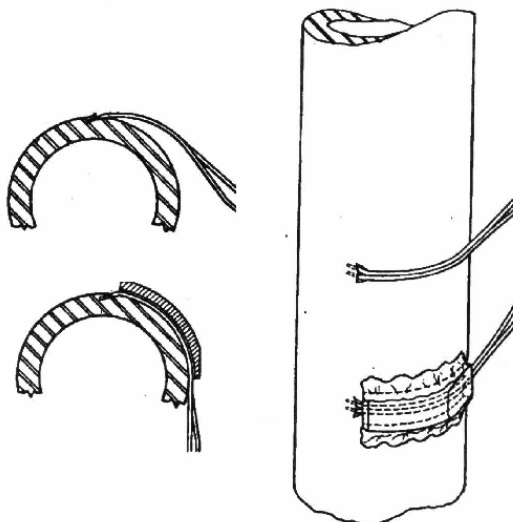


Figura 2.6 – Método de fixar os termoelementos na superfície externa de tubos.

Fonte: Humphreys, 1944.

Com o advento dos termopares de isolamento mineral, Hansen (1964) desenvolveu um sensor⁴ conforme ilustrado na figura 2.7. Basicamente, essa configuração consiste de um termopar com junta de medição exposta e separada, fixada no interior de uma chapa de aço fixada na superfície externa do tubo.

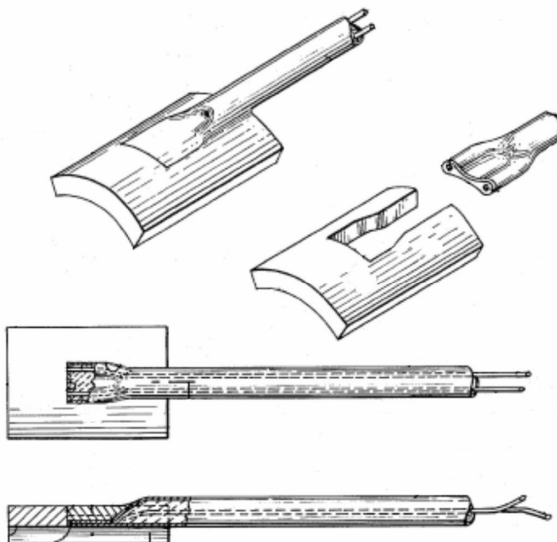


Figura 2.7 – Sensor desenvolvido por Hansen P.F.

Fonte: Hansen, 1964.

⁴ Conforme Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO, 2007), denomina-se sensor o elemento de um instrumento de medição ou de uma cadeia de medição que é diretamente afetado pelo mensurando.

Duas configurações semelhantes destinadas à medição de temperaturas em tubos de caldeiras são relatadas em ASTM (1974). Essas configurações, ilustradas nas figuras 2.8 (a) e (b), diferentemente do sensor proposto por Hansen (1964), possuem a junta de medição aterrada.

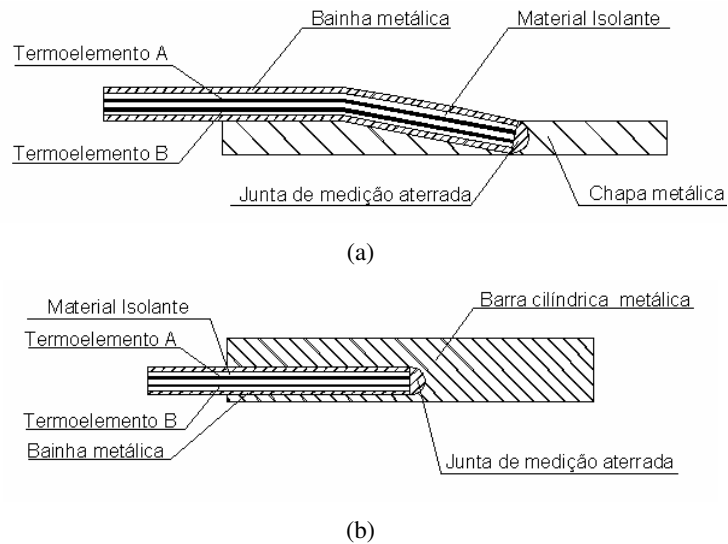


Figura 2.8 – Sensores propostos pela ASTM.

Fonte: ASTM, 1974.

Finney (1977) desenvolveu um sensor com uma junta de medição exposta instalada internamente em um apoio de aço com formato em “V”. Ilustrado na figura 2.9, esse sensor frente aos demais, proporciona uma adequada fixação no tubo através de qualquer processo convencional de soldagem. Assim como o sensor ilustrado na figura 2.8 (b), a distância entre a junta de medição e a superfície do tubo é menor do que a distância entre a junta de medição e os gases de combustão. Dessa forma, a resistência à transferência de calor por condução entre a junta de medição e a superfície do tubo é menor, fazendo com que a influência da temperatura da superfície do tubo seja predominante na junta de medição.

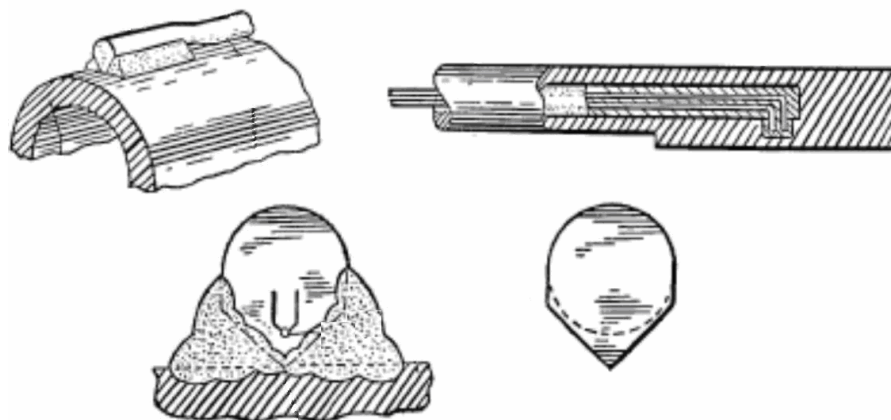


Figura 2.9 – Sensor desenvolvido por Finney P.F.
Fonte: Finney, 1977.

Granahan e Paulson (1979) desenvolveram um sensor visando a facilidade de fabricação e instalação, aliada a um baixo custo. Diferentemente do sensor proposto por Finney (1977), o qual exige diversos cordões de solda para sua completa fixação, essa configuração, ilustrada na figura 2.10, permite que sua instalação e remoção sejam realizadas facilmente, evitando uma possível deteriorização do tubo.

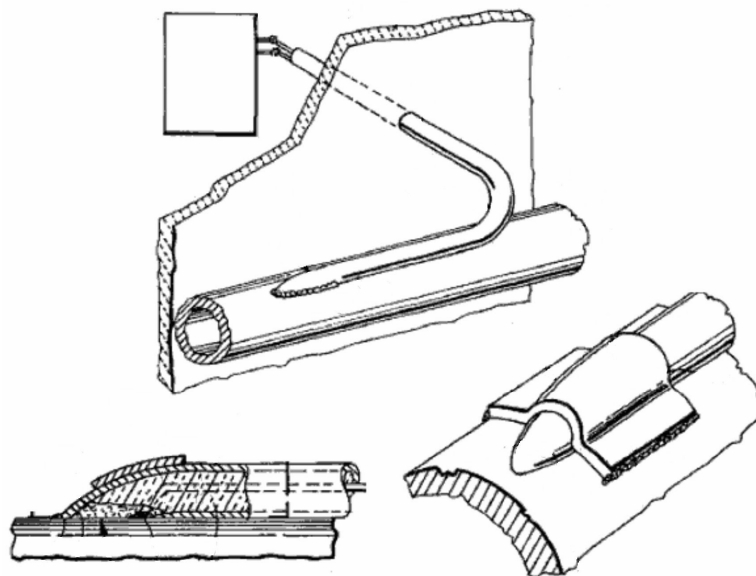


Figura 2.10 – Sensor desenvolvido por Granahan *et.al.*
Fonte: Granahan e Paulson, 1979.

Posteriormente, Finney (1984) desenvolveu uma configuração muito próxima da proposta por Granahan e Paulson (1979). No entanto, como pode ser observado na figura 2.11, a principal diferença está relacionada com o posicionamento da junta de medição do termopar na parede do tubo.

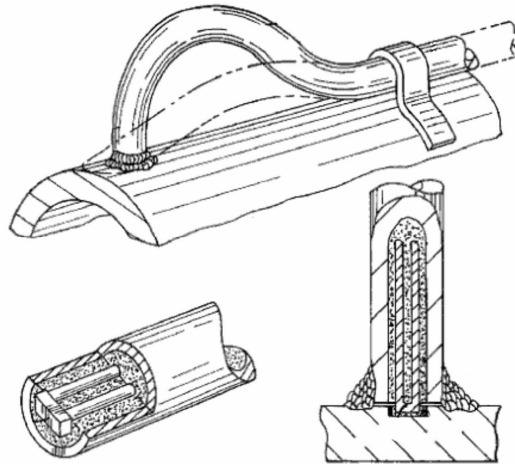


Figura 2.11 – Nova configuração do sensor desenvolvido por Finney P.F.
Fonte: Finney, 1984.

Wannamaker *et.al.*(1992) propuseram a alteração do sensor desenvolvido por Finney (1977). Nessa configuração, ilustrada na figura 2.12, o formato em “V” foi mantido, contudo a região em torno da junta de medição é preenchida com óxido de magnésio. Como o óxido de magnésio desempenha também a função de isolante térmico, uma maior resistência à transferência de calor com os gases de combustão minimiza o calor conduzido para a junta de medição.

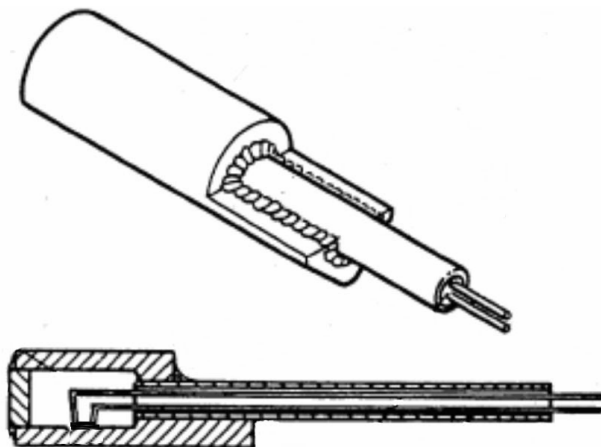


Figura 2.12 – Sensor desenvolvido por Wannamaker *et.al.*
Fonte: Wannamaker *et.al.*, 1992.

Não existe um método simples de fixar um termopar em uma superfície para que se consiga uma adequada estimativa da temperatura. Além disso, quando um termopar é fixado, sua presença pode alterar acentuadamente as características de transferência de calor da superfície. Dessa forma, é necessário fixar a junta de medição de forma que o campo de temperatura da superfície a ser monitorada seja influenciado o mínimo possível.

De um modo geral, as configurações de sensores desenvolvidos até então são semelhantes. As principais diferenças estão relacionadas com aspectos ligados à geometria e ao tipo de junta de medição. Em quase todas as configurações, a bainha metálica do termopar estendeu-se próxima à junta de medição e um apoio em aço é utilizado para que a fixação na superfície dos tubos seja facilitada. No monitoramento de superfícies aquecidas por fluidos sujeitos a maiores níveis de temperatura, como no caso de feixes tubulares de caldeiras, um significativo fluxo de calor será absorvido pelo cabo do termopar e pelo apoio de aço e, conseqüentemente, será conduzido para a junta de medição, fazendo com que a temperatura indicada seja maior.

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentadas a metodologia atual e proposta para determinação das temperaturas de metal dos feixes tubulares. Uma análise baseada em correlações empíricas é realizada a fim de avaliar a exatidão na obtenção de resultados.

3.2 DESCRIÇÃO DA UNIDADE GERADORA DE VAPOR

A unidade geradora de vapor em estudo é pertencente à UTLB do complexo termelétrico Jorge Lacerda. Ilustrada na figura 3.1, essa unidade é composta por uma caldeira aquotubular de circulação natural com fornalha para queima em suspensão. O combustível sólido é previamente preparado em moinhos, onde são realizados os processos de moagem e secagem, a fim de se obter a granulometria desejada para a queima. O combustível pulverizado é transportado pneumaticamente até os queimadores e, posteriormente, injetado no interior da câmara de combustão. No caso específico dessa unidade, encontram-se instalados dezesseis queimadores fixos de injeção rotativa, divididos em quatro fileiras e localizados na parte frontal da fornalha.

O evaporador ou parede d'água, encontra-se fixado nas paredes da fornalha, e absorve calor principalmente da radiação proveniente da chama. O tambor, localizado fora da região de escoamento dos gases de combustão, possui a finalidade de separar o líquido do vapor e permitir o controle da planta.

Na região de circuito dos gases de combustão encontram-se os feixes tubulares: supraaquecedor, reaquécedor e economizador. A função do economizador é elevar a temperatura da água de alimentação antes de introduzi-la no tambor, através dos mecanismos de convecção e radiação gasosa. Esse aumento da temperatura é vantajoso, pois a introdução da água a temperatura ambiente provocaria choque térmico, além de diminuir consideravelmente o rendimento térmico da unidade.

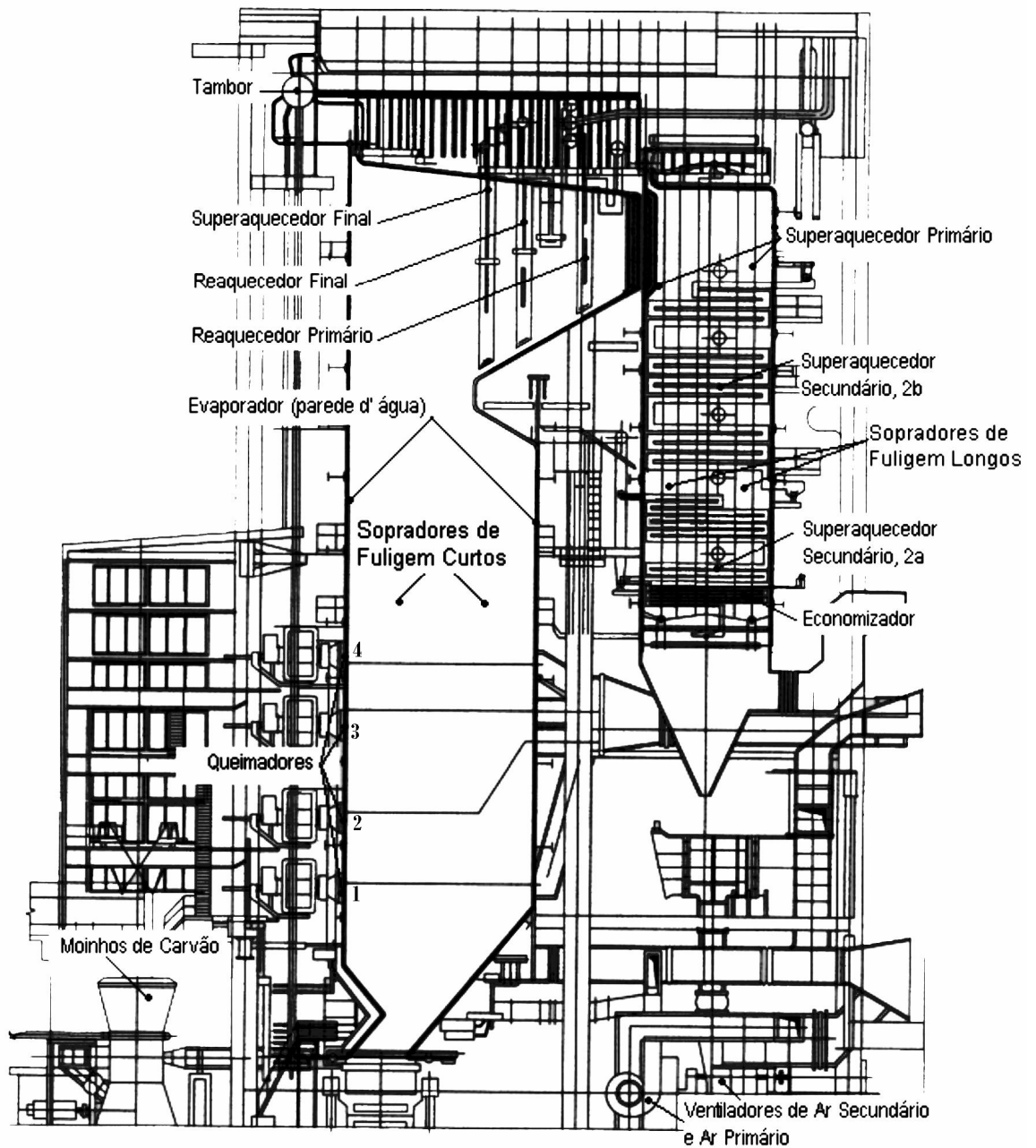


Figura 3.1 – Unidade geradora de vapor.

Fonte: Tractebel Energia, 2000.

Tanto o superaquecedor e o reaquecedor possuem a função de aumentar a temperatura do vapor que posteriormente é introduzido na turbina que compõe o ciclo de potência. Ambos os feixes tubulares são divididos estrategicamente em etapas ao longo do circuito de escoamento dos gases de combustão. No caso do superaquecedor final e reaquecedor final, a troca de calor ocorre por convecção, radiação gasosa e radiação proveniente da chama. Entretanto, nas demais etapas, os mecanismos de transferência de calor predominantes são a

convecção e a radiação gasosa. Por estarem sujeitos às maiores temperaturas e a um excessivo gradiente térmico, o superaquecedor final e reaquecedor final vêm apresentando constantes falhas nos tubos devido aos mecanismos de fluência e fadiga térmica.

Basicamente, o superaquecedor final é composto por 40 painéis distanciados em 300 mm. Cada painel, ilustrado na figura 3.2, é composto por 7 tubos, totalizando 14 fileiras. Os tubos são construídos em aço ASTM A213-T22, com diâmetro externo de 31,8 mm e espessura de parede de 5,6 mm.

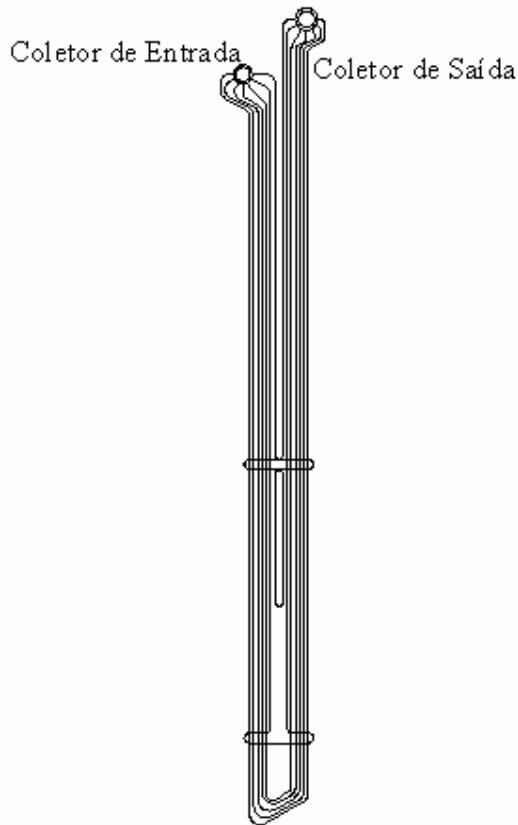


Figura 3.2 – Painel do superaquecedor final.

O reaquecedor final é composto por 78 painéis, sendo que cada painel é composto por 4 tubos seccionados em 16 fileiras. Com o intuito de reduzir as temperaturas de metal, alguns painéis tiveram a sua configuração original alterada através da redução do comprimento dos tubos das 4 últimas fileiras. Ambas as configurações de painéis são ilustradas na figura 3.3. O espaçamento entre os painéis é de 150 mm e o diâmetro externo de cada tubo é de 44,5 mm com espessura de parede de 3,6 mm. No anexo A, encontram-se desenhos que apresentam com maiores detalhes as configurações do superaquecedor final e reaquecedor final.

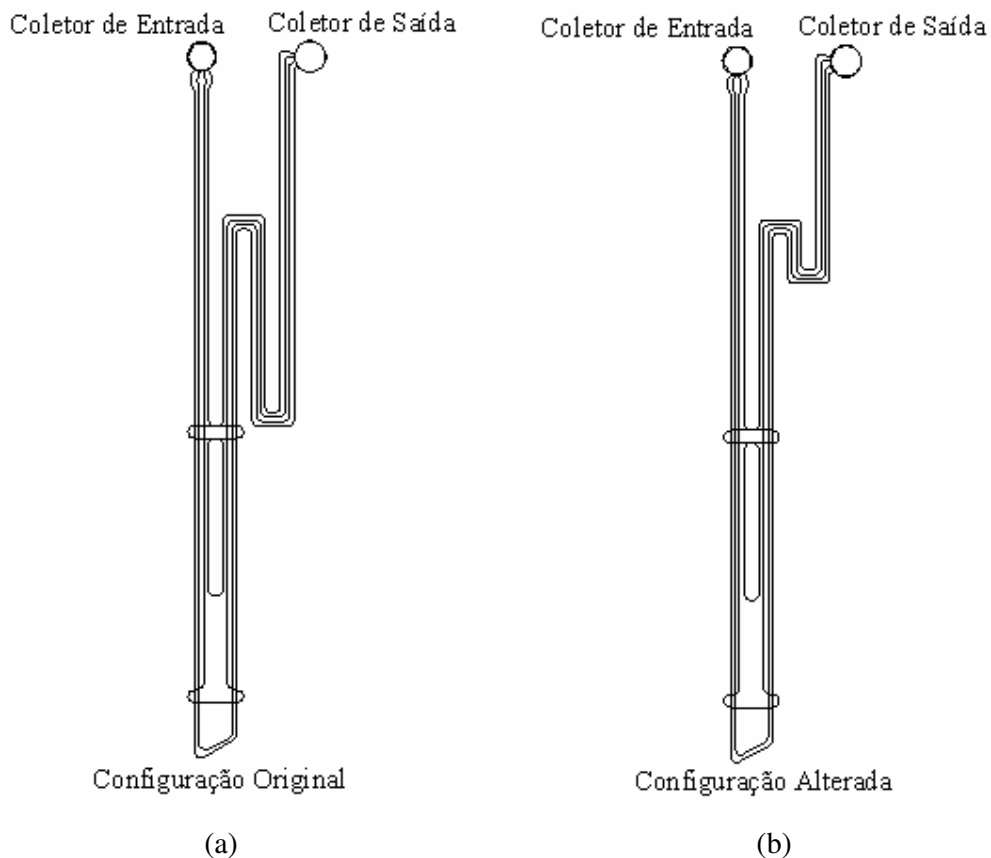


Figura 3.3 – Painéis do reaquecedor final.

Essas usinas operam em cargas de potência que variam de 80 a 131 MW, dependendo da demanda requerida pelo ONS (Operador Nacional do Sistema Elétrico). Na tabela 3.1, são apresentados os dados relativos ao circuito água/vapor em diferentes etapas no interior da caldeira para as potências operacionais frequentemente utilizadas.

Tabela 3.1 – Dados relativos ao circuito água/vapor.

Local	Potência de 80 MW			Potência de 125 MW		
	Pressão (bar)	Temperatura (°C)	Vazão (ton/h)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)	Vazão (ton/h)
Entrada economizador		142,1			160	350
Saída economizador		176			191	
Entrada superaquecedor 2a		349			354	
Saída superaquecedor 2a		355			361	
Entrada superaquecedor 2b		343			336	
Saída superaquecedor 2b		450			461	
Entrada superaquecedor final		427	235,2		428	395
Saída superaquecedor final	116,2	515		121,6	515	
Entrada reaquecedor a	17	325,7	222,9	27,5	339	366,8
Saída reaquecedor a		412			429	
Entrada reaquecedor final		412			397	
Saída reaquecedor final		515	222,9		515	377,2

3.3 METODOLOGIA ATUAL EMPREGADA PARA MEDIÇÃO DAS TEMPERATURAS DE METAL DOS TUBOS

Atualmente, as informações acerca das temperaturas de metal dos tubos que compõem o superaquecedor final e reaquecedor final são obtidas por intermédio de termopares instalados próximos ao coletor de saída. Como pode ser observado para o superaquecedor final na figura 3.4, os pontos de monitoramento encontram-se em uma região com ar estagnado à uma temperatura aproximada de 300°C, isolada da região sujeita ao escoamento dos gases de combustão.

A escolha dessa região para o monitoramento das temperaturas deve-se às características técnicas dos termopares utilizados, haja vista que os mesmos não possuem um perfil de operação adequado para atuarem na região de transferência de calor com os gases de combustão, onde o ambiente é agressivo devido às elevadas temperaturas e aos particulados em suspensão. Além disso, a facilidade de acesso e os baixos custos envolvidos, representam uma importante vantagem pelo monitoramento na região próximo ao coletor de saída.

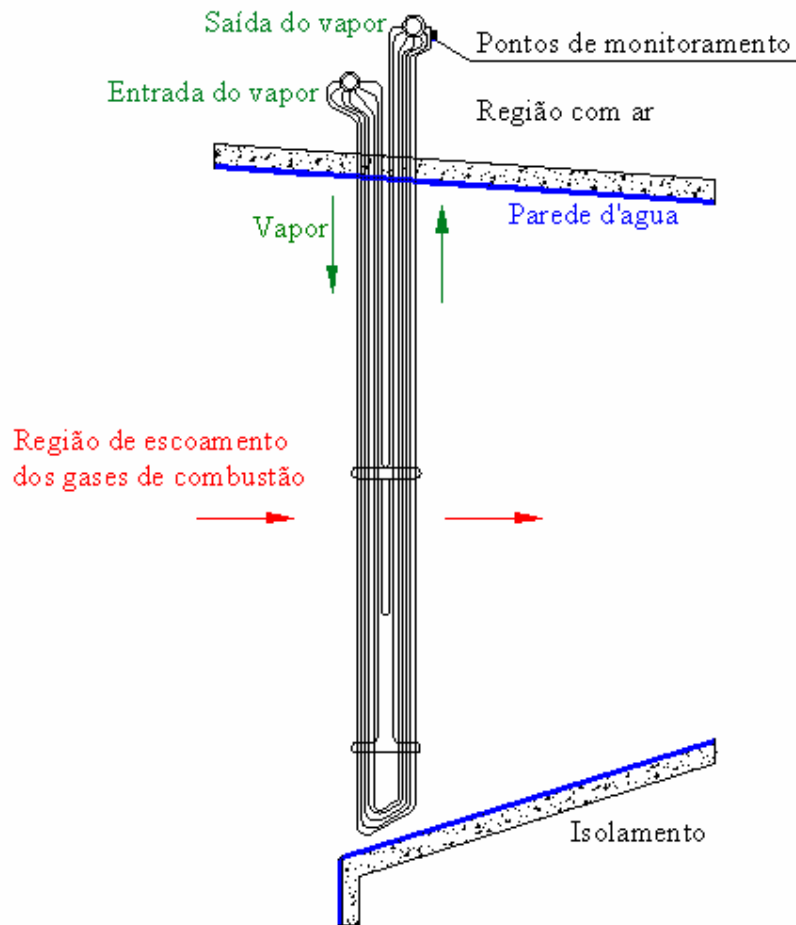


Figura 3.4 – Região de monitoramento referente à metodologia atual.

Através dessa metodologia, são obtidos apenas valores da temperatura de metal na região de saída de vapor. Nenhuma outra informação das temperaturas atuantes nos demais pontos críticos dos feixes tubulares está disponível. Além disso, essa prática fornece valores subestimados das temperaturas, haja vista que os tubos transferem calor por convecção natural para o ar.

Com o intuito de avaliar a diferença da temperatura de metal de um tubo do superaquecedor final, situado entre a região dos pontos de monitoramento e a região com gases de combustão, elaborou-se um algoritmo computacional com auxílio do *software* comercial EES (*Engineering Equation Solver*) para determinação dos parâmetros de transferência de calor. Para a região sujeita ao escoamento dos gases de combustão, o procedimento de solução baseou-se nas correlações empíricas de transferência de calor citadas em Bazzo (1995) e descritas nas equações 3.1, 3.2 e 3.3.

$$h_{ic} = \frac{k_v}{D_i} (0,023 \cdot Re_v^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4}) \quad (3.1)$$

$$h_{ec} = \frac{k_g}{D_e} (0,27 \cdot Re_g^{0,63} \cdot Pr_g^{0,36}) \quad (3.2)$$

$$h_{rg} = \frac{\sigma \cdot A \cdot f (\epsilon_g \cdot T_{mg}^4 - \alpha_g \cdot T_{mp}^4)}{\pi \cdot D_e \cdot L \cdot \Delta T_{ML}} \quad (3.3)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural externo aos tubos, para a região com ar, é obtida através da correlação proposta por LeFrove e Ede (1956 *apud* Bejan, 1996) e descrita na equação 3.4.

$$h_{cn} = \frac{4 \cdot k_{ar}}{3 \cdot H} \left[\frac{7 \cdot Ra_{ar} \cdot Pr_{ar}}{5(20 + 21 \cdot Pr_{ar})} \right]^{\frac{1}{4}} + \frac{4 \cdot k_{ar} (272 + 315 \cdot Pr_{ar})}{35 \cdot D_e (64 + 63 \cdot Pr_{ar})} \quad (3.4)$$

O algoritmo de solução para a determinação dos parâmetros de transferência de calor encontra-se disponível no anexo D.

Para o superaquecedor final, operando em uma potência de 125 MW com as fileiras de queimadores 1, 2 e 3 em operação, o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada obtido foi de 48,3 W/m²K e o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação gasosa foi de 24,1 W/m²K. Tendo-se determinado os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação gasosa e as respectivas quantidades de calor associadas a estes mecanismos, pode-se determinar a parcela correspondente à radiação luminosa. A figura 3.5 ilustra as parcelas de transferência de calor obtidas. O valor obtido para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural é da ordem de 5,0 W/m²K.

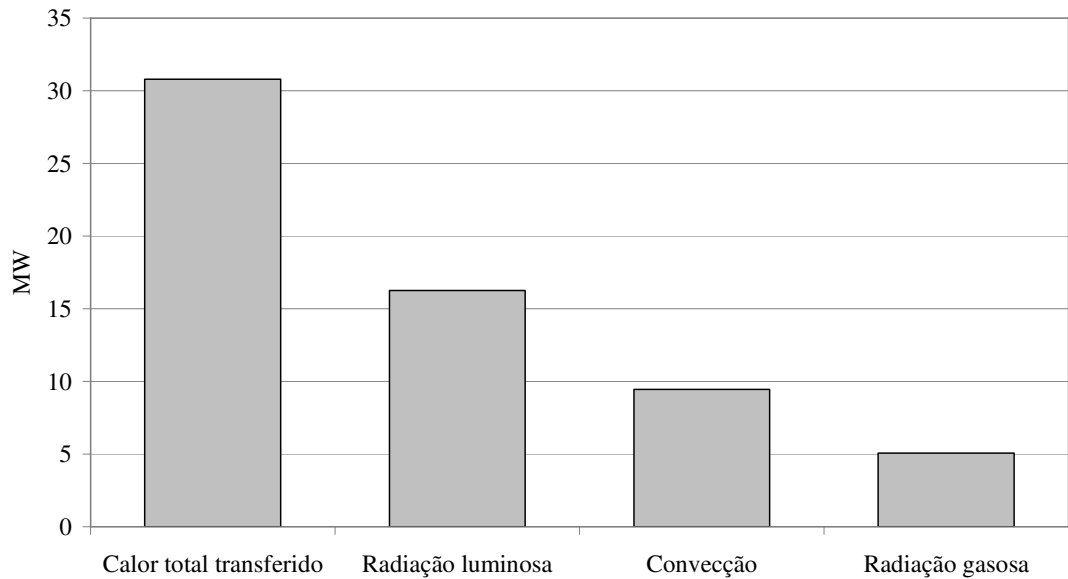


Figura 3.5 – Parcelas dos mecanismos de transferência de calor no superaquecedor final.

Reinaldo (2004) determinou numericamente a temperatura de vapor nos tubos ao longo da primeira e da última fileira do superaquecedor final, bem como, a temperatura dos gases no plano de entrada do superaquecedor final (ver figura 2.3). Na última fileira, para a região de saída, a temperatura do vapor encontra-se próxima a 537°C . Através de um balanço baseado na primeira lei da termodinâmica, pode-se determinar a temperatura média dos gases na última fileira ($\sim 870^{\circ}\text{C}$). Dessa forma, através dos parâmetros de transferência de calor obtidos, pode-se estimar a temperatura de metal para um tubo na região de saída do vapor situado nas duas regiões. A figura 3.6 ilustra os valores das temperaturas de superfície obtidas nas duas regiões para diferentes espessuras da camada de óxido.

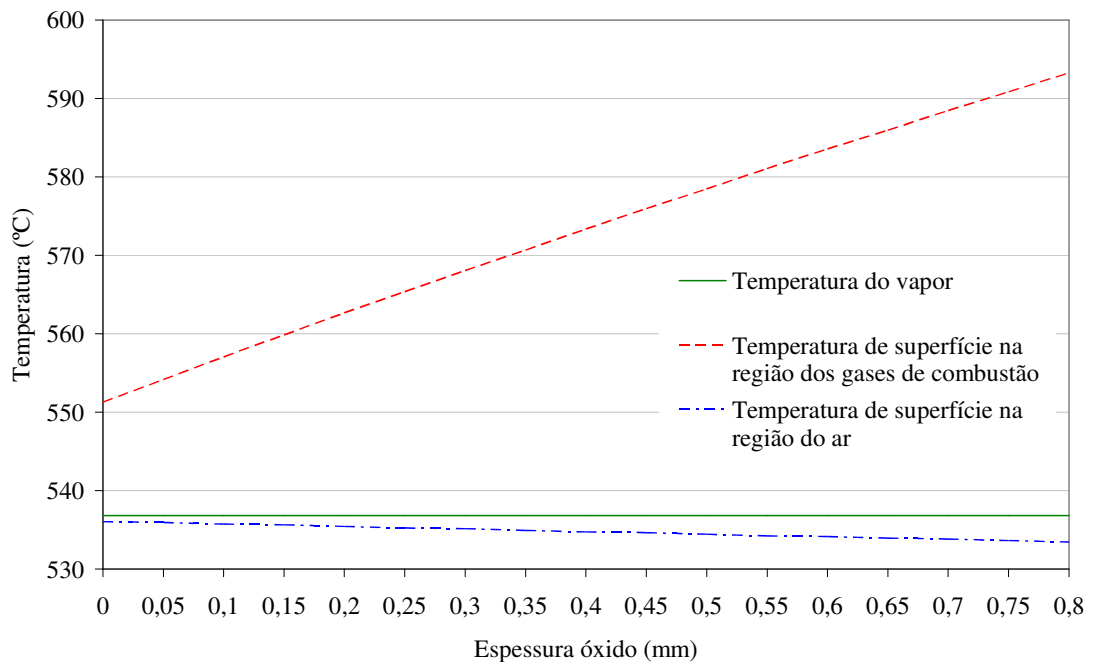


Figura 3.6 – Temperaturas de superfície nas regiões dos gases de combustão e do ar.

É observada uma diferença de temperatura entre as duas regiões de 15°C a 60 °C. Desse modo, pode-se afirmar que o monitoramento próximo ao coletor de saída conduz a resultados que não caracterizam de forma fidedigna os valores das temperaturas atuantes nos tubos. Portanto, é adequado que o monitoramento das temperaturas seja realizado na região de escoamento dos gases de combustão. Além disso, é notável que a camada de óxido desempenha um importante papel na determinação das temperaturas de superfície, aumentando proporcionalmente os valores das temperaturas com o aumento da espessura.

3.4 METODOLOGIA PROPOSTA PARA MEDIÇÃO DAS TEMPERATURAS DE METAL DOS TUBOS

Para o monitoramento na região de escoamento dos gases de combustão, devem ser aplicados transdutores de temperatura capazes de suportar o ambiente agressivo. Os termopares de isolamento mineral atendem essa restrição, porém deve-se assegurar que a junta de medição forneça valores correspondentes à temperatura de superfície do tubo. Conforme visto no item 2.5, a principal dificuldade encontrada pelos sensores desenvolvidos até então é a quantidade de calor que é absorvida pela bainha metálica do termopar e pelo apoio em aço,

e que, conseqüentemente, é transmitida para a junta de medição. No caso dos feixes tubulares em análise, as temperaturas dos gases de combustão chegam até 600°C acima das temperaturas dos tubos, o que torna a aplicação desses sensores crucial. Além disso, no superaquecedor final, a radiação é o principal mecanismo de transferência de calor, fazendo com que a quantidade de calor absorvida seja ainda maior.

Tendo-se em vista as limitações dos sensores desenvolvidos até então, buscou-se desenvolver uma configuração com uma mínima resistência de contato entre a junta de medição e a superfície do tubo e, ao mesmo tempo, uma máxima resistência térmica entre a junta de medição e os gases de combustão. Para isso, propõe-se que a região em torno da junta de medição seja isolada termicamente. Essa configuração, denominada de sensor blindado, encontra-se ilustrada na figura 3.7. A junta de medição do termopar pode ser instalada diretamente sobre a superfície do tubo ou sobre uma fina superfície de aço que permanecerá em contato com o tubo. Para garantir que a junta de medição não seja influenciada pelo fluxo de calor transmitido pelo cabo do termopar, partes dos termoelementos são desprotegidos da bainha metálica e da cerâmica compactada.

Para evitar que os termoelementos fiquem suscetíveis às influências externas, a região em torno da junta de medição foi envolvida por uma proteção metálica. Essa proteção, construída preferencialmente do mesmo material do tubo, é preenchida com um material que possui propriedades de um isolante elétrico e térmico. Devido à combinação dessas características, propõe-se a utilização da fibra cerâmica comercializada em flocos. Nessa configuração, sua composição é basicamente constituída por 50% de sílica (SiO_2) e 50% de alumina (Al_2O_3) e pode ser aplicada em temperaturas de até 1300°C. Conforme recomendações do fabricante, a densidade de compactação ótima é de 200 kg/m³ e a sua condutividade térmica em função da temperatura é mostrada na figura 3.8. No anexo B encontra-se disponível um desenho técnico do sensor blindado.

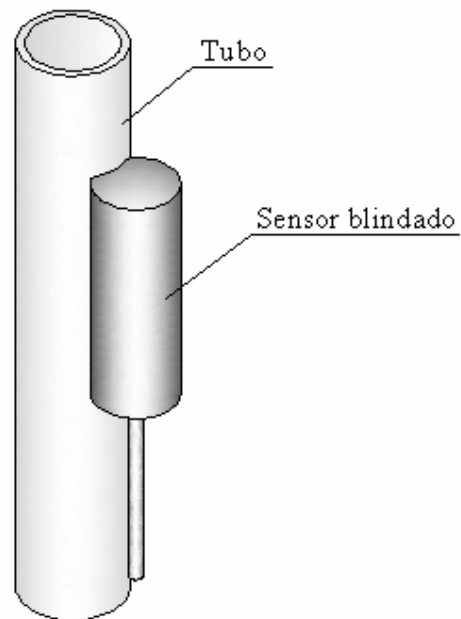
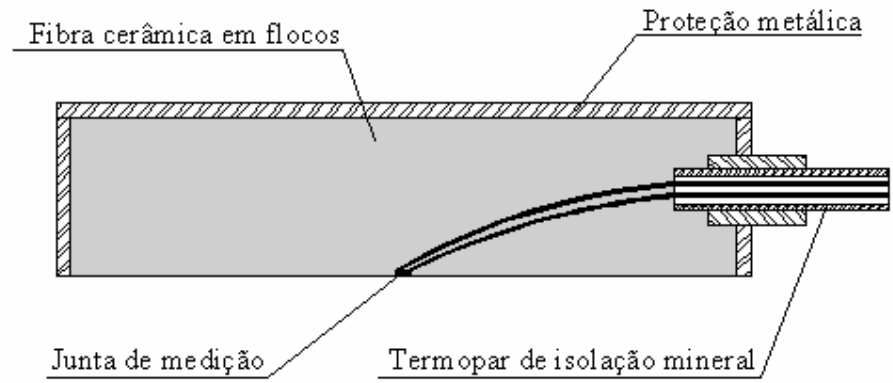


Figura 3.7 – Sensor blindado.

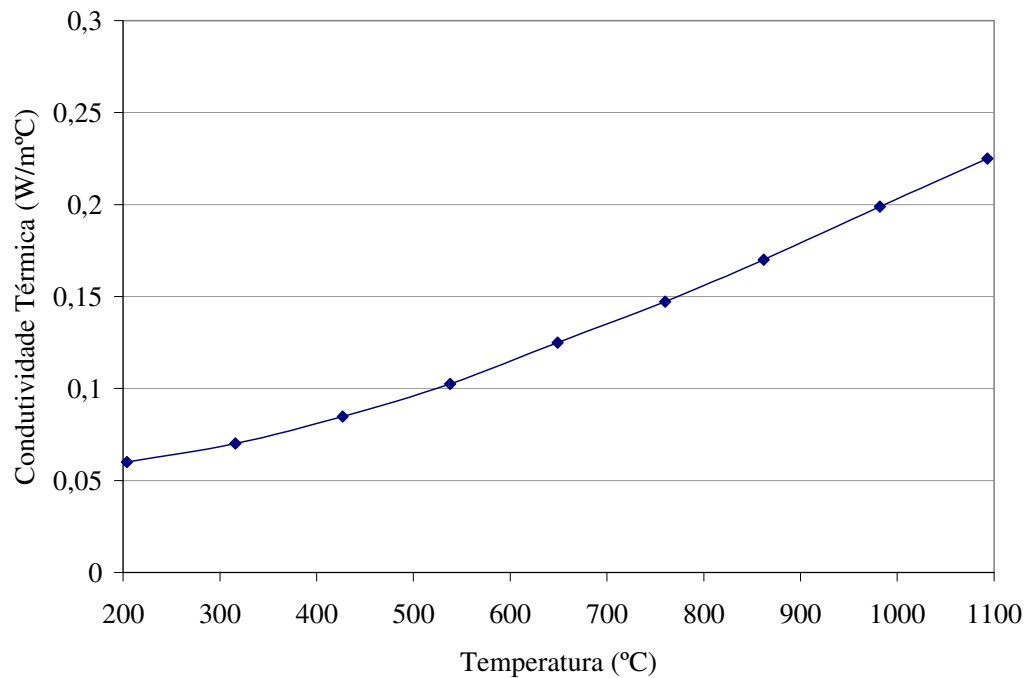


Figura 3.8 – Condutividade térmica da fibra cerâmica em flocos para 200 kg/m³.
Fonte: Unifrax, 2007.

Além da confiabilidade na medição da temperatura, devem ser levadas também em consideração questões referentes à durabilidade e facilidade de instalação do sensor. Depois de instalados nos feixes tubulares, os sensores estarão expostos às severas condições que poderão interferir no contato entre o sensor e a parede do tubo. Dentre estes fatores, pode-se destacar a vibração da própria unidade geradora de vapor, dilatação e contração dos tubos e a aspersão de vapor em alta pressão pelos sopradores de fuligem.

A instalação dos sensores no interior de caldeiras é dificultada principalmente pelas limitações de acesso e espaço físico. De modo a facilitar o processo de instalação, a geometria do sensor blindado permite um excelente encaixe com a superfície do tubo, evitando um possível desalinhamento durante a soldagem. Além disso, para um perfeito contato do sensor com o tubo, bem como para a execução da soldagem, é necessário que todas as impurezas sejam removidas da superfície do tubo em torno da região de instalação.

O processo de soldagem *Tugnsten Inert Gas* (TIG) é utilizado por apresentar menores níveis de temperatura e como resultado uma solda de excelente qualidade. Cabe ressaltar também, que quando a junta de medição encontra-se já instalada internamente no sensor blindado, a instalação é efetuada rapidamente, pois apenas um cordão de solda é necessário

em cada aresta. Esse é um fator importante, haja vista que o tempo disponível para a instalação dos sensores durante uma parada para manutenção é bastante limitado.

A vida útil do sensor está relacionada intrinsecamente com a curva de calibração do termopar. Conforme visto no item 2.4, a deriva com o tempo é minimizada se uma correta combinação entre o tipo dos termoelementos e da bainha metálica for realizada de acordo com o ambiente de aplicação. Esse é um fator primordial para que o sensor consiga operar por um maior período de tempo com baixos níveis de incerteza, haja vista que depois de instalado o termopar não poderá ser calibrado novamente. Para o monitoramento da temperatura de metal nas primeiras fileiras do superaquecedor final, devido às elevadas temperaturas dos gases de combustão (acima de 900 °C), devem ser utilizados termopares tipo N revestidos com inconel. Nas demais regiões do superaquecedor final e reaquecedor final, podem ser utilizados termopares do tipo K ou N revestidos com AISI 310.

Para minimizar o calor absorvido pela bainha metálica, deve-se privilegiar que o cabo do termopar seja fixado, do ponto de monitoramento até o exterior da caldeira, em regiões com menores temperaturas, tais como as paredes d'água. Para a fixação dos termopares no interior da caldeira, recomenda-se a utilização de prendedores soldados nas superfícies. Esses prendedores, conforme ilustrado na figura 3.9, podem possuir dimensões que variam de acordo com o número de termopares utilizados.

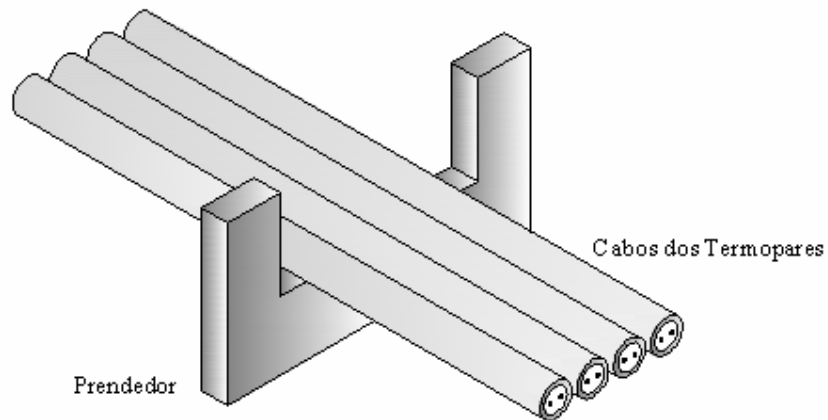


Figura 3.9 – Prendedor para fixação dos termopares.

Em aplicações no interior de caldeiras, os pontos de monitoramento de temperaturas ficam a uma grande distância do sistema receptor de sinal. Apesar de ser possível a utilização de um termopar que atenda essa distância, os elevados custos inviabilizam-na totalmente, principalmente quando forem utilizados termopares revestidos por inconel. Poderiam ser

utilizados para interligar os terminais do termopar ao receptor, fios de cobre comuns, que conduziriam a tensão gerada. Entretanto, como o termopar gera um sinal proporcional à diferença de temperatura entre as suas junções e como normalmente a temperatura do sistema receptor não é a mesma do terminal de saída do termopar, torna-se necessário que essa ligação seja feita através de fios que possuam uma sensibilidade similar ao termopar utilizado. Dessa forma, a diferença de temperatura existente entre o terminal de saída e o instrumento receptor será considerada e uma correta compensação da temperatura ambiente será efetuada.

Os cabos de extensão possuem a função além de conduzir o sinal gerado pelo sensor, a de compensar os gradientes de temperatura existentes entre o terminal de saída do termopar e o instrumento receptor. Apesar de possuírem as mesmas ligas, os cabos de extensão apresentam um custo menor devido a limitação de temperatura que podem ser submetidos. Para a ligação entre o terminal e o cabo de extensão, podem ser utilizados conectores compensados, que possuem as mesmas ligas dos termopares e permitem uma rápida, prática e eficiente conexão.

Existem diversos equipamentos que reúnem a função de aquisição, condicionamento, conversão e processamento de informações do sinal gerado por um termopar, tais como multímetros e termômetros digitais. Apesar do elevado custo, os sistemas de aquisição de dados são os equipamentos que mais se adequam à essa aplicação. Basicamente, esses equipamentos possuem internamente circuitos de compensação, referência e tratamento de sinal, que melhoram a qualidade das medições. Em geral, permitem uma comunicação mais rápida com o computador, por estarem ligados diretamente ao barramento (Hoeschele, 1994 *apud* Barp, 2000). Esses sistemas podem ser encontrados como placas de aquisição de sinais, conectadas diretamente no soquete interno do computador, ou como um sistema modular de aquisição, composto de placas que se conectam a um barramento de instrumentação padronizado.

Uma outra importante vantagem dos sistemas de aquisição de sinais, diz respeito à obtenção e processamento de diversos sinais simultaneamente. Além disso, algumas placas de aquisição são otimizadas para a medição com transdutores de temperatura, tais como termopares. Nesse caso, a transformação do valor da grandeza elétrica (tensão) para temperatura é realizada internamente pelo próprio sistema de aquisição através de rotinas implementadas com os polinômios de conversão.

A figura 3.10 ilustra o sistema de medição proposto para o monitoramento das temperaturas de superfície.

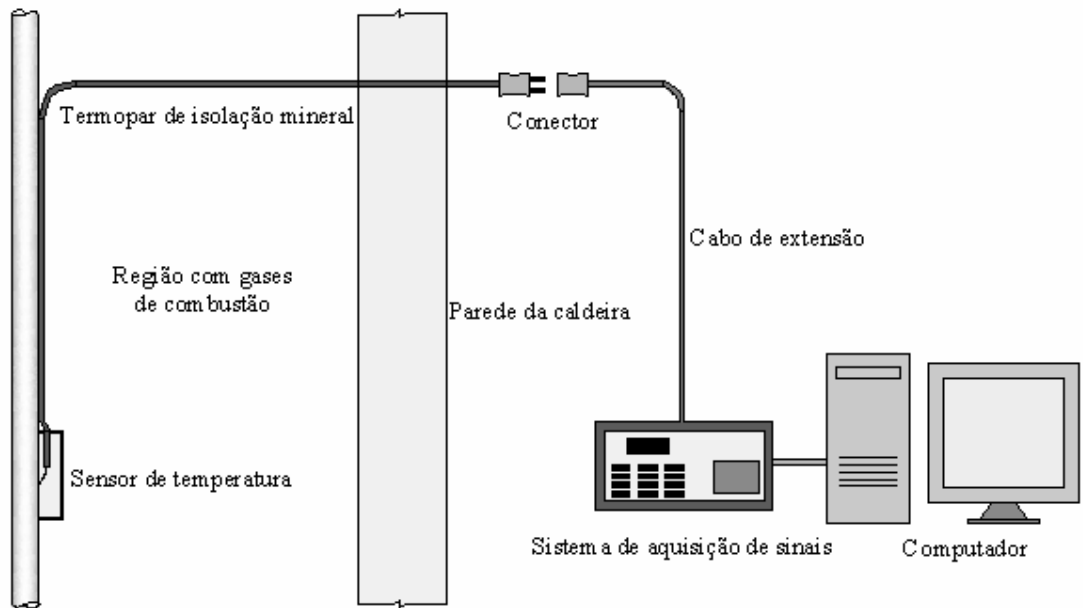


Figura 3.10 – Sistema de medição de temperaturas de superfície.

3.5 METODOLOGIA PARA A MEDIÇÃO DA TEMPERATURA E VELOCIDADE DOS GASES DE COMBUSTÃO

Uma avaliação completa do problema associado à fluência e fadiga térmica do superaquecedor final e reaquecedor final passa também, pela análise do processo de transferência de calor através do conhecimento da temperatura e velocidade dos gases de combustão. Operacionalmente está disponível somente o valor da temperatura dos gases de combustão na área de troca de calor do economizador. Nenhuma informação da temperatura e velocidade anterior a esse feixe tubular está disponível. Com o intuito de obter tais informações na região do superaquecedor final e reaquecedor final, elaborou-se uma termosonda de imersão.

Conforme pode ser observado na figura 3.11, esse equipamento é constituído por um termopar de isolamento mineral instalado em um tubo de proteção refrigerado por água. Praticamente toda a extensão do termopar encontra-se refrigerada a uma temperatura que não ultrapassa 50°C, contudo, a junta de medição do termopar permanece em contato com os gases de combustão que podem estar em temperaturas superiores a 1000 °C. Dessa forma, recomenda-se o termopar tipo N revestido com inonel. Para minimizar a absorção da radiação emitida pela chama, a junta de medição aterrada do termopar foi protegida por um

tubo de aço conforme recomendação proposta por Doebellin (1966). Além disso, adaptou-se um tubo de impacto para a obtenção das estimativas da velocidade dos gases de combustão.

O material utilizado para a fabricação da termosonda, aço inoxidável polido, minimiza a absorção do calor emitido por radiação. O termopar é conectado a um cabo de extensão e interligado em um sistema de aquisição de dados, enquanto que o tubo de Pitot é conectado a um micromanômetro para leitura das pressões. No anexo C, encontra-se um desenho detalhado da termosonda de imersão descrita.

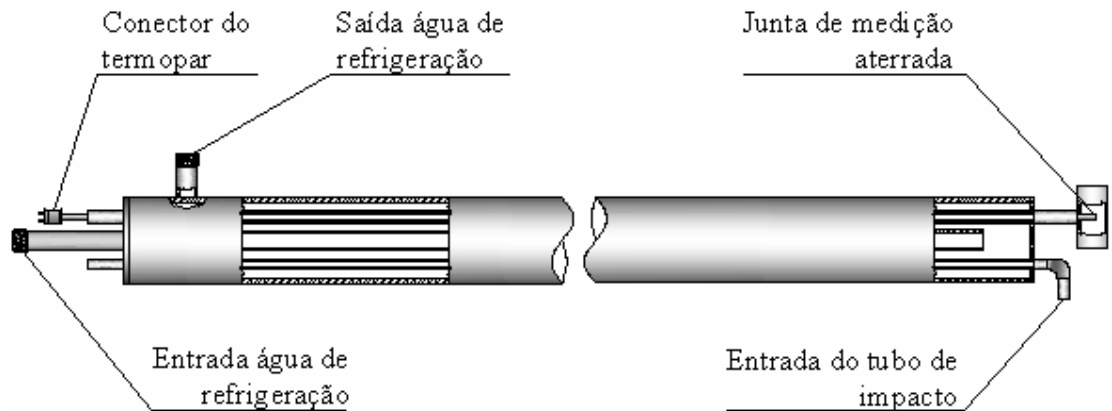


Figura 3.11 – Termosonda de imersão.

4 ANÁLISE NUMÉRICA

4.1 INTRODUÇÃO

Com o propósito de avaliar a influência da instalação dos sensores na temperatura de superfície dos tubos, foi realizada uma análise numérica em um pacote comercial de CFD. São avaliados o sensor proposto neste trabalho e a configuração que é largamente utilizada no ambiente industrial.

4.2 DOMÍNIO DE ANÁLISE E CASOS SIMULADOS

O monitoramento das temperaturas dos feixes tubulares deve privilegiar principalmente regiões críticas, sujeitas às maiores temperaturas. Além da região de saída de vapor, a região inferior de ambos os feixes tubulares apresenta elevados níveis de temperatura devido ao acentuado gradiente nos campos de velocidade e temperatura na entrada do superaquecedor final (figura 2.3). Para uma avaliação teórica do comportamento dos sensores, selecionou-se um domínio de análise envolvendo parte de um tubo situado na região inferior da primeira fileira do superaquecedor final. O domínio computacional, descrito em um sistema de coordenadas cartesianas, é ilustrado na figura 4.1 e as dimensões obedecem aos valores propostos por Mendes, L.J.N. *et.al.* (2007).

Como hipóteses simplificativas do problema, os tubos pertencentes às demais fileiras e painéis foram excluídos do domínio computacional. Além disso, o domínio de cálculo envolvendo o escoamento de vapor interno ao tubo foi substituído por uma condição de contorno de convecção. A camada de óxido imposta no interior do tubo foi de 0,15 mm e está sendo considerado um tubo limpo, isento de deposição de cinzas e fuligem.

O código comercial ANSYS CFX 10.0[®] foi definido para simulação dos diferentes casos, uma vez que seu uso já está consolidado como ferramenta de engenharia por inúmeros grupos de pesquisa. Nesse algoritmo, encontra-se implementada uma variação do método dos volumes finitos, conhecido como Método dos Volumes Finitos Baseados em Elementos (EbFVM), ao qual pode ser aplicado indistintamente em problemas com malhas estruturadas e não-estruturadas.

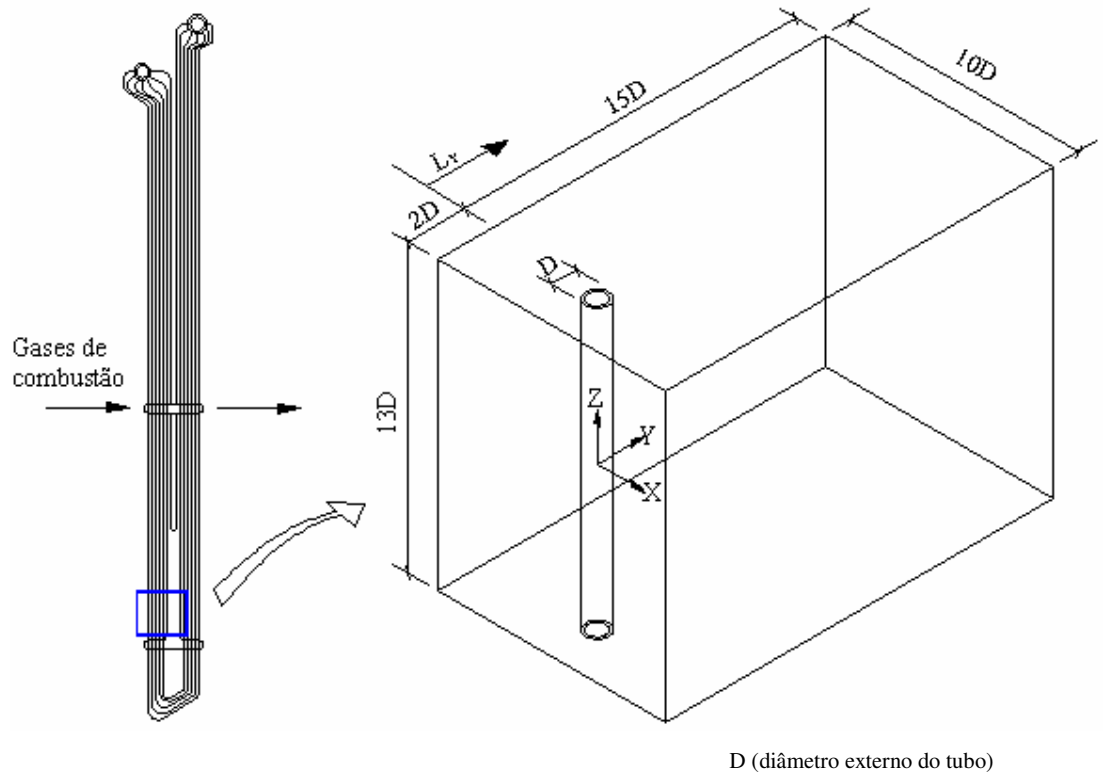


Figura 4.1 – Domínio computacional para um tubo sem sensor instalado.

Três distintos casos foram simulados e avaliados:

- Caso 1: tubo sem a presença de qualquer tipo de sensor de temperatura;
- Caso 2: tubo com a presença do sensor aterrado proposto por ASTM (1974) conforme descrito no item 2.5 (figura 2.8 b);
- Caso 3: tubo com a presença do sensor blindado proposto neste trabalho e descrito no item 3.4.

4.3 DISCRETIZAÇÃO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL

Além de selecionar adequadamente o domínio de análise, a malha é quem definirá a capacidade computacional e a qualidade da solução. Uma discretização grosseira pode afetar substancialmente os resultados, a ponto de não poderem ser vistos como solução do problema, por outro lado, uma discretização altamente refinada resulta em um elevado tempo computacional e capacidade de armazenamento.

Tendo-se em vista a geometria simplificada do domínio em análise, definiu-se uma discretização utilizando-se elementos hexaédricos. Para os três casos simulados, quatro graus de refino de malha foram testados, mantendo-se constantes as dimensões do domínio. As malhas foram geradas com auxílio do *software* comercial ANSYS ICEM CFD 10.0[®]. A figura 4.2 ilustra as malhas geradas com maior refino para os três casos simulados. A distância do primeiro nó e a taxa de crescimento da malha na direção radial, bem como o número de elementos correspondentes as malhas geradas são descritos na tabela 4.1.

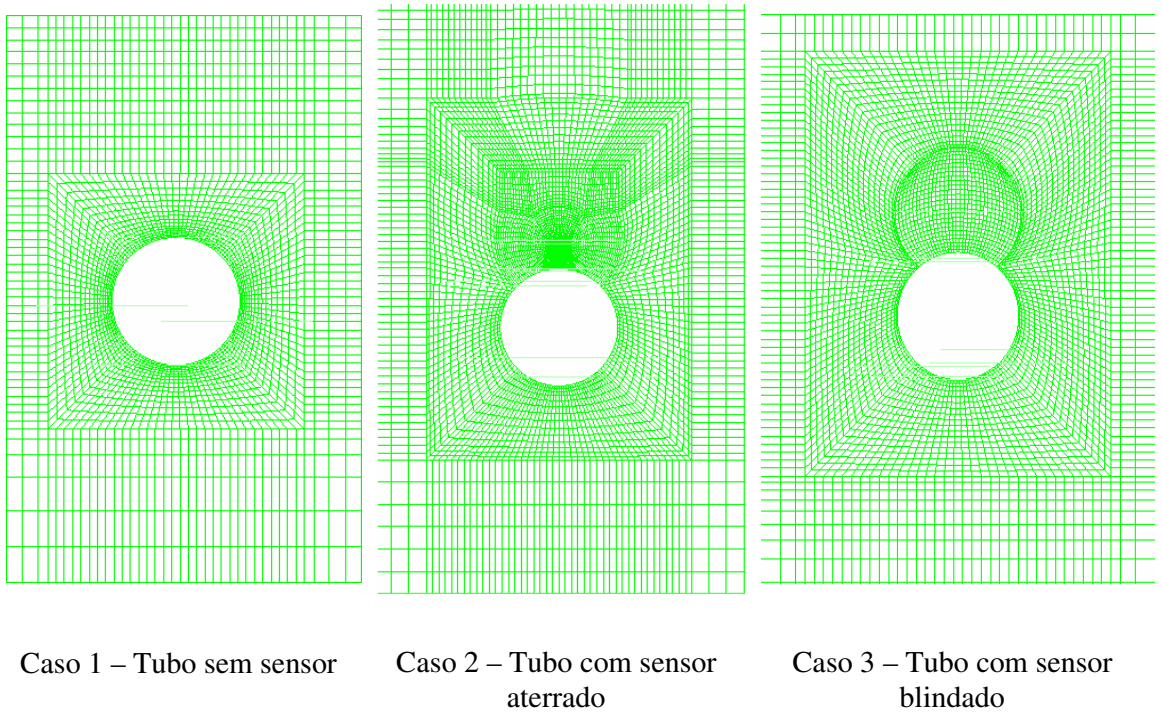


Figura 4.2 – Malhas geradas para os três casos simulados.

Tabela 4.1 – Graus de refino da malha para os três casos simulados.

		Δy	φ	Elementos (total)
Caso 1	Refino 1	0,60	1,1	1.053.796
	Refino 2	0,60	1,15	590.592
	Refino 3	0,60	1,2	325.980
	Refino 4	0,60	1,25	184.848
Caso 2	Refino 1	0,62	1,1	1.533.788
	Refino 2	0,62	1,15	797.072
	Refino 3	0,62	1,2	392.655
	Refino 4	0,62	1,25	209.180
Caso 3	Refino 1	0,62	1,1	1.624.861
	Refino 2	0,62	1,15	890.013
	Refino 3	0,62	1,2	541.659
	Refino 4	0,62	1,25	395.535

A qualidade das malhas geradas é monitorada através de parâmetros geométricos dos elementos. Uma das restrições que garante uma boa qualidade da malha é o determinante da matriz formada pelas métricas da transformação. Deve-se sempre visar uma malha com valores do determinante próximos a um, o que indica elementos perfeitamente regulares. Na maioria dos casos é impossível atender a esse critério, dessa forma valores superiores a 0,6 são considerados satisfatórios. Outros critérios que fornecem subsídio para avaliar a qualidade da malha gerada são os ângulos internos entre as arestas dos elementos e a razão de aspecto⁵. São considerados valores ideais, ângulos maiores que 27° e o menor quociente recomendado entre as arestas não deve ser inferior a 1:100 (Ansys, 2003).

Além disso, quando modelos de turbulência são utilizados, uma adequada solução depende da qualidade da malha no interior da camada limite. Os critérios usualmente adotados para garantir uma boa qualidade são o número mínimo de elementos e o mínimo espaçamento entre os nós. Tais critérios serão tratados posteriormente e dependem fortemente da função de parede a ser utilizada e do modelo de turbulência.

⁵A razão de aspecto é o valor do quociente entre duas arestas em direções diferentes dos elementos.

4.4 MODELOS MATEMÁTICOS

A obtenção da solução numérica requer, inicialmente, a habilidade na criação do modelo matemático correspondente ao problema físico. Os modelos devem ser adequados para que possam ser resolvidos com tempos de computação não-proibitivos e que os resultados obtidos reproduzam o fenômeno físico em consideração. Conforme Maliska (2004), as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, no sistema cartesiano de coordenadas, escritas na forma conservativa, são apresentadas nas equações 4.1, 4.2 e 4.3.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \Gamma^{u_i} \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \Gamma^T \quad (4.3)$$

4.4.1 Funções de interpolação

As equações diferenciais são integradas no espaço e no tempo para que o método numérico resolva-as através da substituição das derivadas existentes por expressões algébricas que envolvam a função da incógnita. A seguir, são apresentadas as aproximações adotadas pelo algoritmo ANSYS CFX 10.0[®].

O termo transiente de uma variável qualquer a ser transportada, ϕ , é aproximado com um esquema de primeira ordem de Backward Euler descrito na equação 4.4:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\phi - \phi^0}{\Delta t} \quad (4.4)$$

Para os termos difusivos, segundo a abordagem padrão de elementos finitos, funções de forma são utilizadas, haja vista que a natureza elíptica permite uma função de interpolação linear. Por exemplo, para uma derivada de ϕ na direção “x” no ponto de integração “pi” a função de forma é descrita conforme equação 4.5

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{p_i} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{p_i} \phi_n \quad (4.5)$$

Para uma variável ϕ , transportada advectivamente, a escolha da função de interpolação é crítica. Diversas funções podem ser empregadas e dependendo da física do problema, uma escolha incorreta pode acarretar em uma não convergência da solução, ou no caso de uma solução convergida, resultados incoerentes podem estar presentes. No caso de problemas advectivo-dominante, erros de oscilação numérica e difusão numérica estão presentes quando esquemas de interpolação de diferenças centrais e *upwind* são utilizados. Desse modo, optou-se por um esquema denominado *high-resolution*, cuja função de interpolação da variável ϕ é obtida através da expansão da série de Taylor.

$$\phi_{p_i} = \phi_u + \Delta \phi \quad (4.6)$$

4.4.2 Acoplamento pressão-velocidade

O *software* comercial ANSYS CFX 10.0[®] utiliza um procedimento de solução de natureza acoplada e direta, em que é criada uma única matriz envolvendo todos os coeficientes, e por conseqüência, todas as incógnitas são resolvidas simultaneamente. A grande vantagem em reunir as variáveis em um único sistema linear é a não necessidade de um processo iterativo para a obtenção do campo de pressões. Entretanto, problemas aparecem ao se utilizar a equação de conservação da massa em sua forma original. Ao discretizá-la em um determinado domínio de cálculo, e montar um sistema linear com todas as variáveis reunidas, não aparece um claro acoplamento matemático na equação de conservação da massa entre a pressão e a velocidade, quando fisicamente este acoplamento é muito importante. A criação de um acoplamento que faça com que a pressão apareça também na equação da conservação da massa, ainda mantendo a presença das velocidades, se torna um passo importante (Mendes, R., 2007).

Para envolver a pressão na equação de conservação da massa, é utilizado o procedimento estabelecido por Rhie e Chow (1982). A representação unidimensional da equação da conservação da massa resultante é mostrada na equação 4.7.

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_i + \frac{\Delta x^3 A}{4\rho u_j \Delta n_j} \left(\frac{\partial^4 P}{\partial x^4}\right)_i = 0 \quad (4.7)$$

4.4.3 Modelo de turbulência

Uma das formas de tratar a turbulência é através da proposição de modelos como fechamento das equações médias espaciais e temporais de Navier-Stokes (RANS). Entre os mais difundidos métodos, e que usam duas equações diferenciais parciais adicionais, estão o $k - \varepsilon$ e suas variantes, o $k - \omega$ e o *Shear Stress Transport* (SST).

Conforme Rodi e Scheuerer (1986 *apud* Vieser *et.al.*, 2002) os modelos $k - \varepsilon$ levam a valores superestimados da escala do comprimento turbulento em escoamentos com gradiente de pressão adverso, resultando em uma elevada tensão de cisalhamento na parede e altas taxas de transferência de calor. Além de requerer uma malha extremamente fina próxima à parede, os modelos $k - \varepsilon$ não são numericamente robustos.

Wilcox (1993 *apud* Vieser *et.al.*, 2002) propôs um modelo que ao invés de utilizar uma equação para taxa de dissipação turbulenta, utiliza uma equação para a frequência turbulenta. Esse modelo, conhecido como $k - \omega$, possui significantes vantagens no tratamento próximo às superfícies e fornece com precisão a escala do comprimento turbulento em escoamentos com gradiente de pressão adverso, conduzindo à valores corretos da tensão de cisalhamento e das taxas de transferência de calor. Além disso, se apresenta bastante robusto e não necessita de um excessivo refino próximo às paredes. Entretanto, Menter (1992 *apud* Vieser *et.al.*, 2002) mostra que a principal deficiência do modelo $k - \omega$ é não-robustez na solução em escoamentos livres, fora da região da camada limite.

Visando aliar as duas abordagens descritas anteriormente, foi desenvolvido o modelo SST. Esse modelo utiliza a formulação do modelo $k - \omega$ próximo à região da parede e do $k - \varepsilon$ para o restante do escoamento. Uma função de transição $F1$ é utilizada, a qual assume valor unitário quando é feito um tratamento próximo a parede e valor nulo para o restante do domínio. A formulação do modelo SST, selecionado nas simulações realizadas, é apresentada a seguir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \left(\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} \left(\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4.9)$$

Para a solução próxima a parede, o tratamento implementado no modelo de turbulência SST exige que a distância adimensional do primeiro nó perto da parede (y^+) seja inferior a 2. Entretanto, estudos conduzidos por Vieser *et.al.*(2002) mostram que valores de y^+ abaixo de 11 fornecem resultados confiáveis.

$$y^+ = \frac{\Delta y \sqrt{\rho \tau_{\text{parede}}}}{\mu} \quad (4.10)$$

4.4.4 Modelo de radiação

Os objetivos de um modelo de radiação são resolver a equação de transporte de radiação, obter o termo fonte para a equação da energia e o fluxo de calor por radiação nas paredes. A metodologia adotada para essa abordagem se restringe à processos de transferência de calor por radiação independentes do tempo, sendo uma boa aproximação na maioria das aplicações de engenharia (Ansys, 2003).

Devido a dependência das 3 coordenadas espaciais, 2 coordenadas direcionais locais, vetor direção e frequência, a solução formal da equação de transferência de calor é usualmente acoplada pelo uso de modelos para aproximação das dependências direcionais e espectrais. Para aproximações direcionais, o *software* ANSYS CFX 10.0[®] possui os modelos Rosseland, P-1, Transferência Discreta e Monte Carlo, enquanto que para as aproximações espectrais, estão inclusas os modelos *Gray*, *Multiband* e *Multigray*.

De um modo geral, dois limites podem ser identificados na maneira em que a radiação interage com um meio fluido ou sólido. Um dos extremos é a situação onde o meio é transparente à radiação, em comprimentos de onda em que a maioria da transferência de calor ocorre. O outro extremo, é a situação em que o meio é opticamente denso e a radiação interage com o meio através do interior do domínio, bem como com as superfícies. Nessas condições a energia radiante é espalhada, absorvida e re-emitida em todas as direções e, por simplicidade, os modelos Rosseland e P-1 são indicados para esse limite.

O problema em análise envolve um meio participante devido às presenças do CO_2 e H_2O na composição química dos gases de combustão. O modelo P-1 é selecionado nas simulações principalmente por permitir como condição de contorno para radiação um fluxo prescrito. Conforme Ansys (2003), o modelo P-1 é indicado para espessura óptica maior do que 1, entretanto, bons resultados tem sido obtidos em problemas com valores inferiores.

A espessura óptica conforme Siegel e Howell (2002), para um meio com composição, temperatura e pressão uniformes, pode ser escrita como:

$$\kappa_\lambda(S) = (a_\lambda + \sigma_{s\lambda})S \quad (4.11)$$

O modelo P-1, desenvolvido por Raithby (1991), assume que a intensidade de radiação é isotrópica ou independente da direção em uma dada localização no espaço. O modelo espectral *Gray* é também selecionado. Esse modelo elimina a dependência da frequência e, conseqüentemente, assume que as propriedades são uniformes em todas as frequências.

De um modo geral, os modelos diferenciais de transferência de calor por radiação requerem o conhecimento dos coeficientes de absorção e emissão. A determinação de tais propriedades não é uma tarefa fácil, e torna-se tão importante quanto a escolha do modelo de radiação à ser aplicado. A dependência do comprimento de onda dessas propriedades e as incertezas sobre as frações volumétricas causam complicações adicionais.

Em situações de transferência de calor em fornalhas e câmaras de combustão, onde os gases provenientes da queima do combustível possuem um efeito de espalhamento pequeno ($\sigma_{s\lambda} \cong 0$), somente os efeitos de absorção e emissão são importantes (Siegel e Howell, 2002). Além disso, Viskanta e Mengüç (1987) descrevem que nessas situações, o índice de refração do meio participante é unitário e dessa forma, os coeficientes de absorção e emissão médios assumem valores iguais. O uso de coeficientes médios é justificado quando não existem gradientes de temperatura elevados no meio. Portanto, eles podem ser calculados separadamente para cada zona onde a temperatura do meio pode ser assumida constante.

Em geral, os coeficientes de absorção e emissão são funções da temperatura do meio, pressão e concentração dos gases. O coeficiente de absorção médio, como função da extensão da trajetória (*path-length*), obtido através do modelo *Narrow-Band* para um gás composto por CO_2 e H_2O é mostrado na figura 4.3. O valor do coeficiente de absorção adotado nas simulações, baseado no comprimento do domínio, é de $0,5 \text{ m}^{-1}$. A emissividade adotada para as superfícies do tubo e dos sensores é de 0,8 (Incropera e DeWitt, 2003).

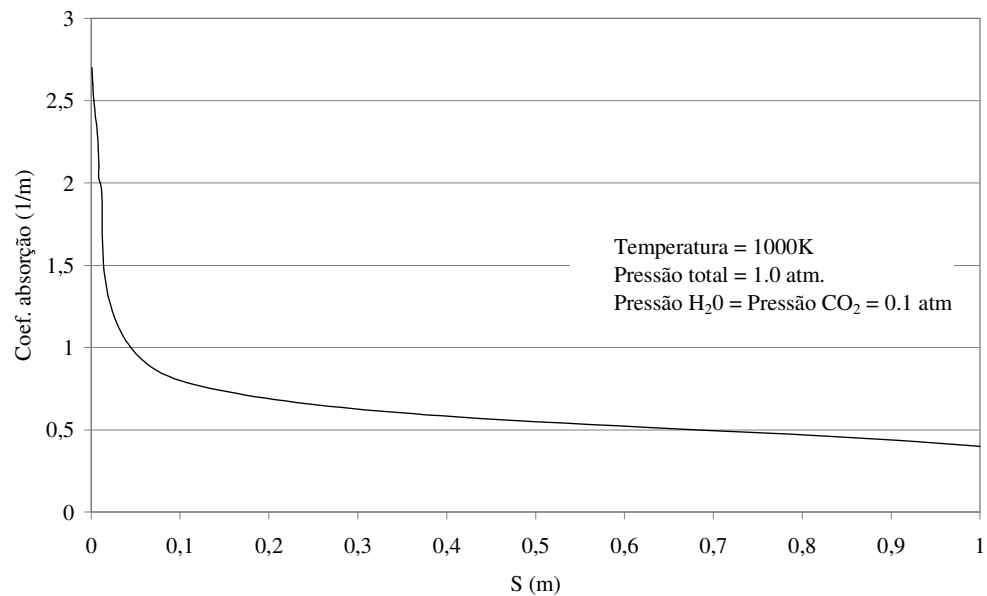


Figura 4.3 – Coeficiente de absorção.
 Fonte: Adaptado de Viskanta e Mengüç, 1987.

4.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno inseridas nas simulações realizadas basearam-se nos resultados numérico obtidos por Reinaldo (2004). A condição de contorno de entrada, relacionada ao domínio dos gases de combustão, é obtida através dos campos de temperatura e velocidade em um plano fictício na entrada do superaquecedor final, conforme figura 2.3. A velocidade normal ao plano e a temperatura na região do domínio em análise assumem valores de 7 m/s e 1227 °C, respectivamente. Para essas condições, o número adimensional de Reynolds é da ordem de 1000. Os valores de energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta são $20 \text{ m}^2/\text{s}^2$ e $40 \text{ m}^2/\text{s}^3$, respectivamente (Mendes L.J.N. *et.al.*, 2007). Como condição de contorno de radiação, inseriu-se um fluxo de calor de $270.000 \text{ W}/\text{m}^2$.

Definiu-se uma pressão estática média de 0 atm como condição de contorno de saída e para as demais faces, como simplificação, considera-se uma condição de contorno de periodicidade. A utilização das condições de contorno de periodicidade nas faces laterais dos subdomínios computacionais se apresenta como uma alternativa viável na simulação de problemas de transferência de calor em feixes tubulares. Tais condições de contorno são

adequadas para as regiões onde os campos de velocidade e temperatura possuam uma distribuição razoavelmente uniforme.

A condição de contorno de convecção imposta na parede interna do tubo, da ordem de $4900 \text{ W/m}^2\text{K}$, obtida pela equação 3.1, para uma velocidade de escoamento de 31 m/s , temperatura de $480 \text{ }^\circ\text{C}$ e pressão de $121,6 \text{ bar}$.

4.6 RESULTADOS NUMÉRICOS

Os resultados numéricos foram obtidos para simulações em regime permanente com um critério de convergência para os resíduos médios quadráticos de 10^{-5} . Com o intuito de verificar a influência da malha nos resultados, foram avaliados os perfis de velocidade adimensionais ao longo de uma linha de centro atrás do tubo. Dessa forma, definiu-se como sendo uma malha adequada, aquela que a partir de um refinamento adicional não produza uma melhora significativa na qualidade da solução obtida. Assim, pode ser determinado o maior tamanho de malha possível capaz de representar adequadamente os fenômenos físicos envolvidos. As figuras 4.4, 4.5 e 4.6 mostram os perfis de velocidade atrás do tubo em $z = 0$ e $x = 0$ para os três casos simulados.

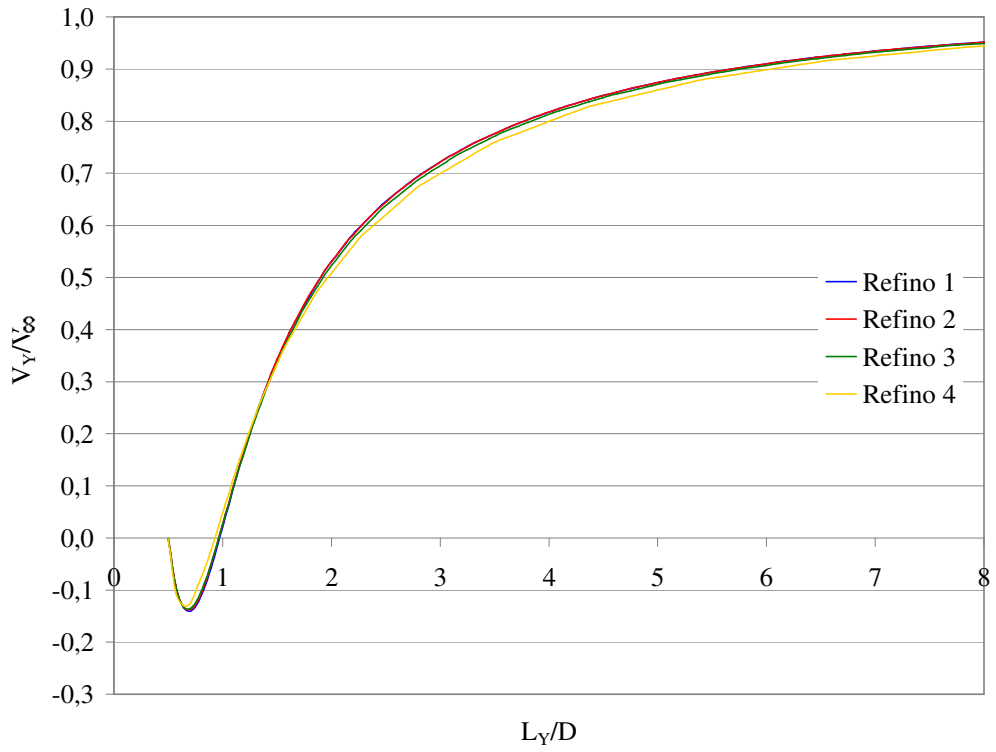


Figura 4.4 – Perfil de velocidade através de um tubo sem sensor em $z = 0$.

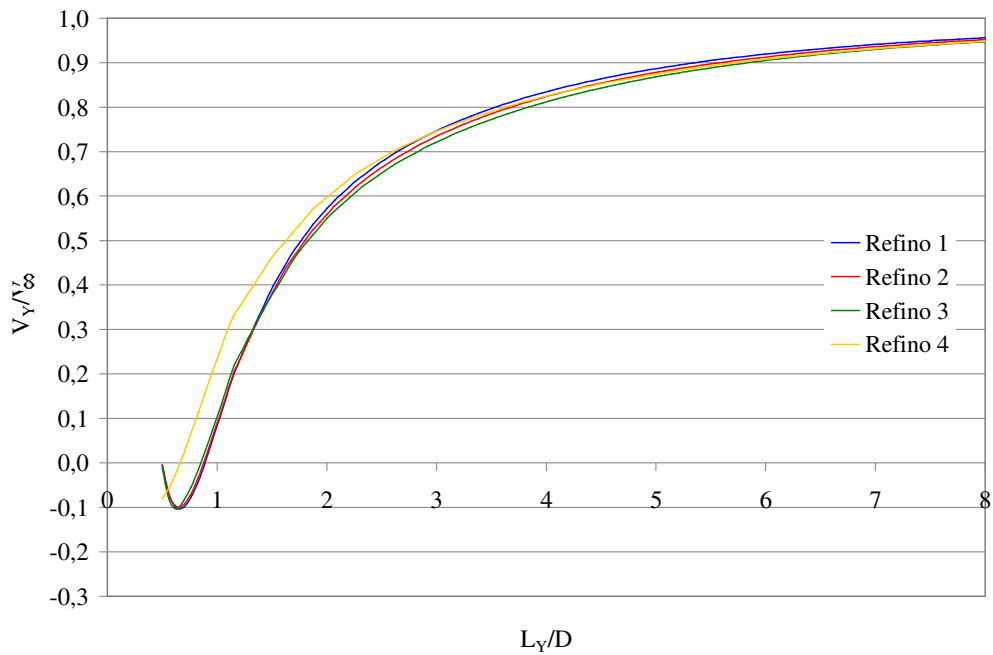


Figura 4.5 – Perfil de velocidade através de um tubo com o sensor aterrado em $z = 0$.

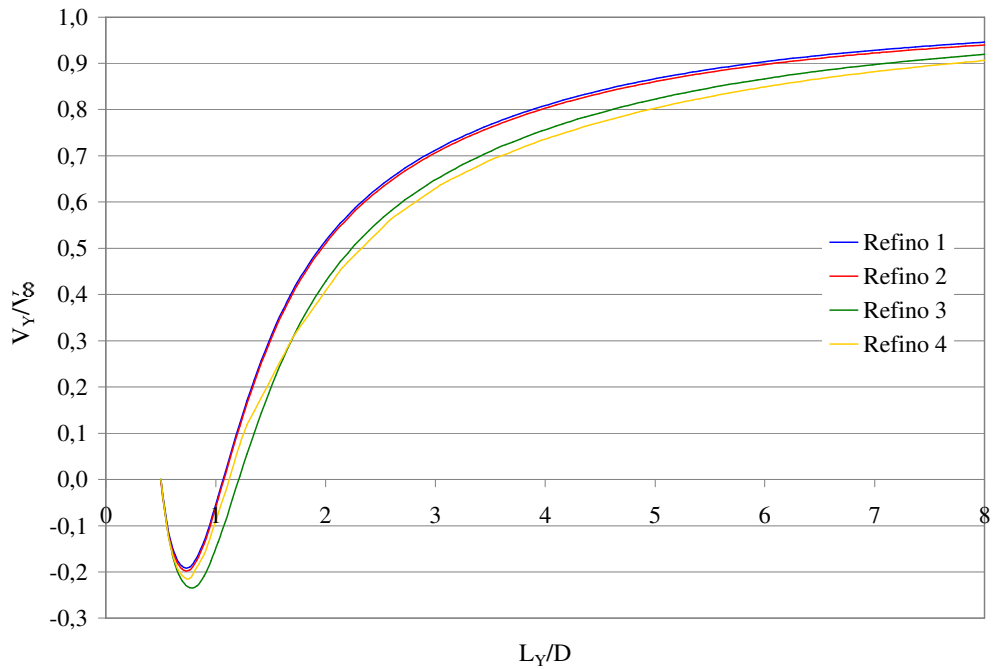


Figura 4.6 – Perfil de velocidade através de um tubo com o sensor blindado em $z = 0$.

No caso simulado em que o tubo encontrava-se sem qualquer tipo de sensor instalado (Caso 1), percebe-se que todas as malhas, com a exceção da malha com refino 4, apresentaram uma concordância nos resultados. Para os demais casos, percebe-se que somente as malhas mais refinadas (refino 1 e refino 2) apresentaram resultados coincidentes.

As figuras 4.7 e 4.8 ilustram a magnitude do vetor velocidade no plano xy para os três casos simulados. Pode-se observar, juntamente com as figuras mostradas anteriormente, que a maior zona de recirculação ocorre quando se encontra instalado o sensor blindado na superfície do tubo. Além disso, a presença de ambos os sensores reduz a velocidade de escoamento em torno do tubo, minimizando a transferência de calor na região de monitoramento.

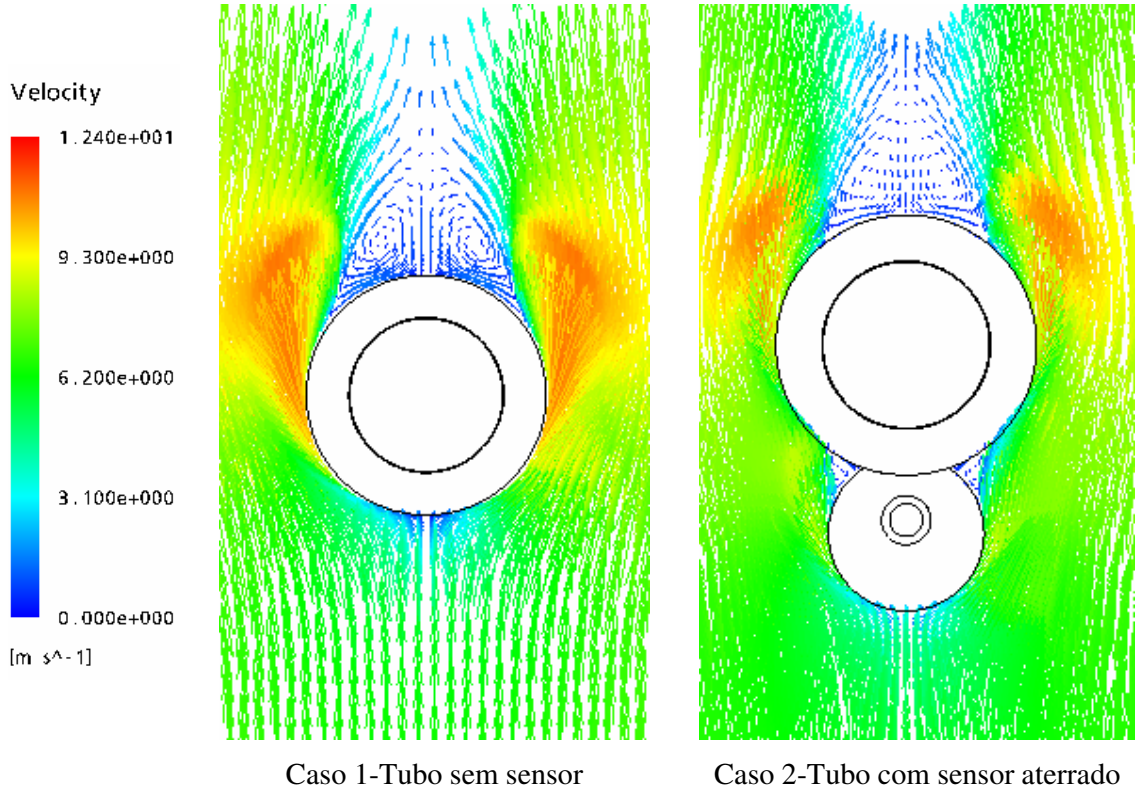


Figura 4.7 – Campos do vetor velocidade no plano xy em z = 0.

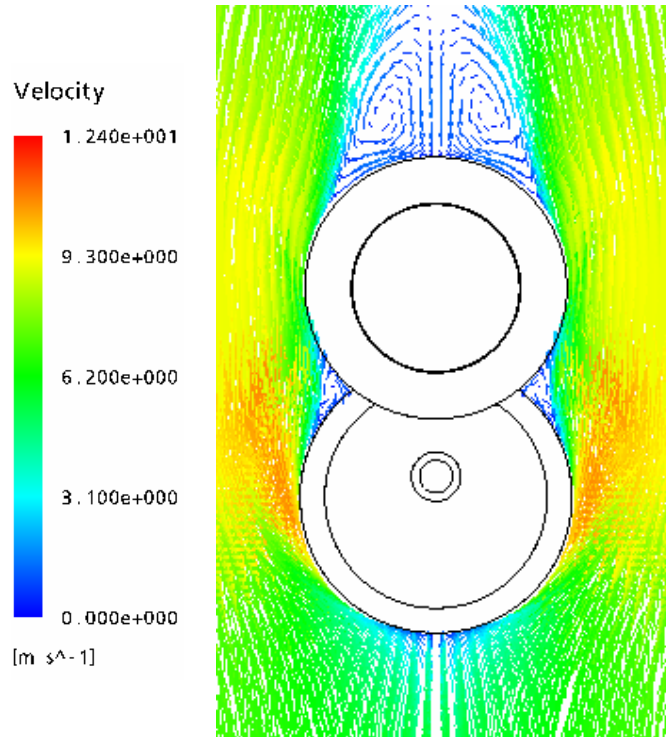


Figura 4.8 – Campos do vetor velocidade no plano xy em z = 0.

A figura 4.9 ilustra os campos de temperatura na superfície do tubo com os sensores blindado e aterrado instalados na superfície externa do tubo e a figura 4.10 ilustra os campos de temperatura no plano central dos sensores. Pode-se observar que as temperaturas de superfície do sensor blindado são maiores quando comparadas com aquelas do sensor aterrado. Isso se deve a presença da fibra cerâmica que cria uma resistência adicional e reduz o fluxo de calor que é direcionado para a superfície do tubo.

Além disso, para avaliar a influência do comprimento do termopar no interior do sensor blindado, o comprimento do termopar estendeu-se até o centro da região com fibra cerâmica. Pode-se observar que a adoção dessa prática não é vantajosa, haja vista que o cabo do termopar irá contribuir para que um fluxo de calor seja conduzido para a superfície do tubo. Dessa forma, esse comprimento deve ser reduzido até próximo à proteção metálica.

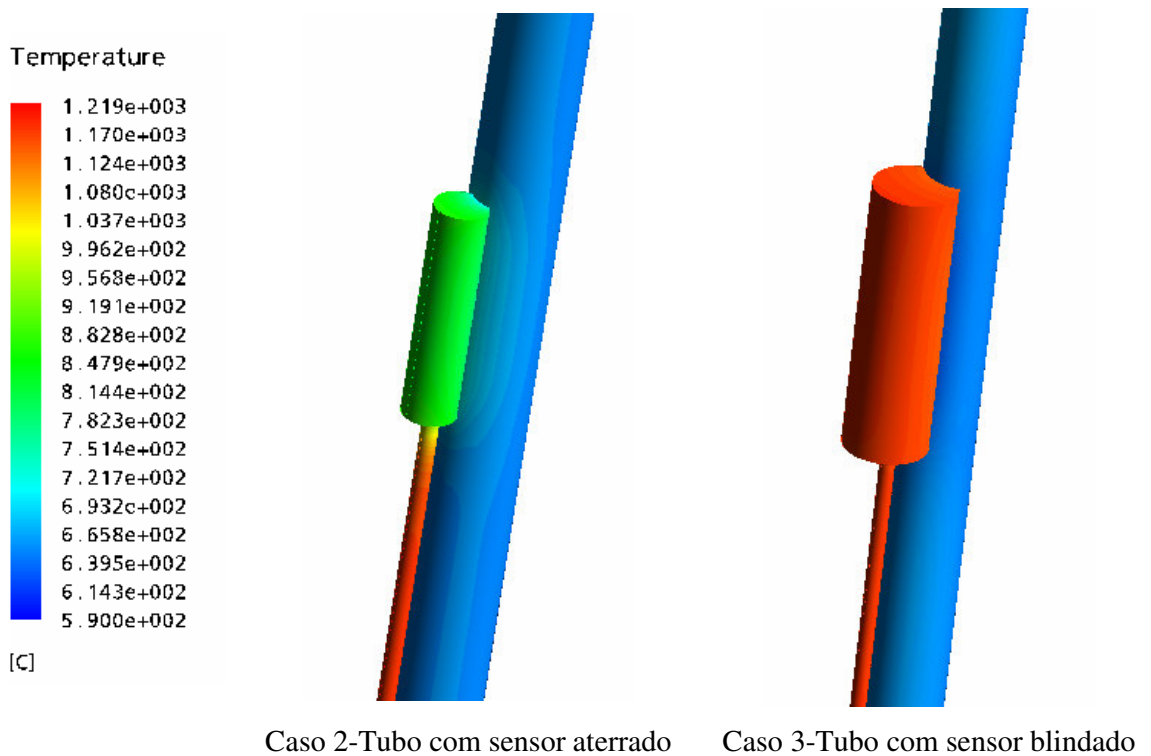
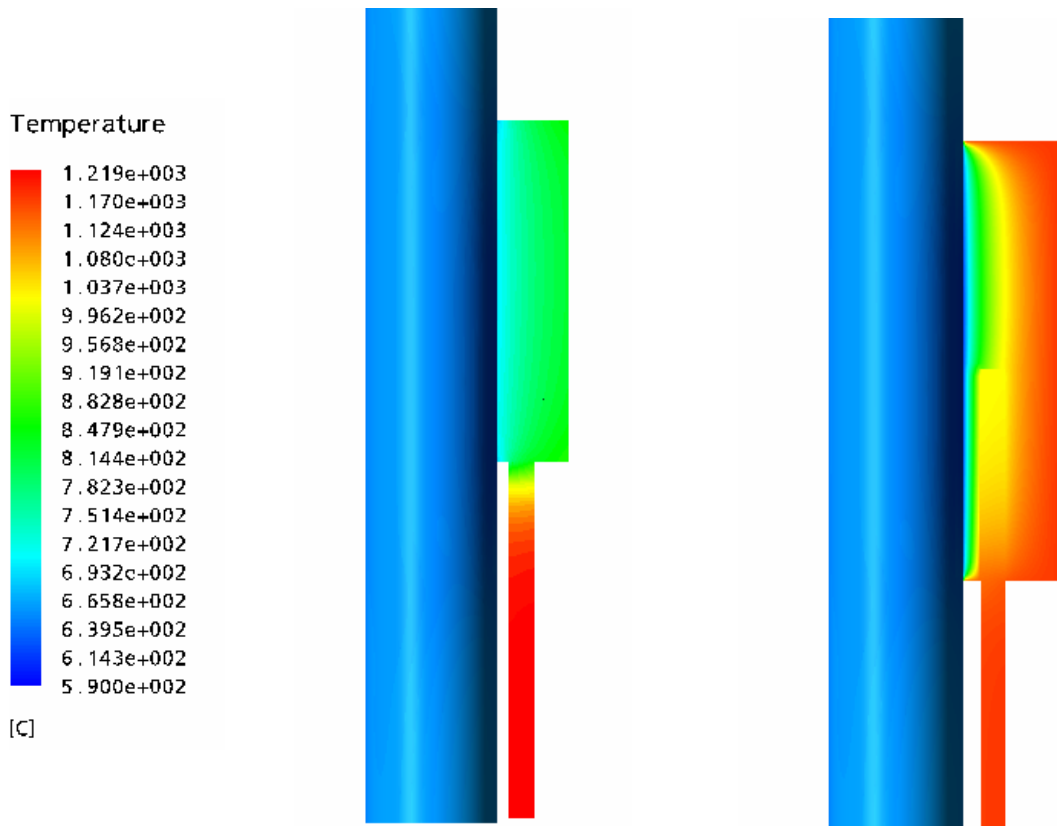


Figura 4.9 – Campos de temperatura na superfície do tubo e sensores.



Caso 2-Tubo com sensor aterrado Caso 3-Tubo com sensor blindado

Figura 4.10 – Campos de temperatura em um plano dos sensores.

Com o intuito de verificar a influência da presença dos sensores, a figura 4.11 ilustra o perfil de temperatura na superfície do tubo para os três casos simulados. Pode-se observar claramente que os sensores causam uma distorção nas temperaturas de superfície do tubo. No caso do sensor aterrado, houve um aumento da temperatura de superfície do tubo decorrente da condução do calor transmitido pelo cabo do termopar e pela proteção em aço. Para o sensor blindado, a fibra cerâmica reduziu o fluxo de calor na região de monitoramento do tubo e, conseqüentemente, a temperatura de superfície.

Em ambos os casos, a influência de instalação dos sensores foi elevada. Além disso, pode-se perceber uma influência significativa na temperatura de superfície na região frontal do tubo, onde se encontra o cabo do termopar posicionado ($L_z/D > 3$). Diversos fatores podem ter contribuído na obtenção desses valores, entre eles: o próprio modelo de turbulência, o regime permanente adotado nas simulações, bem como as condições de contorno. Um dos objetivos dessa etapa foi determinar com uma maior precisão essa influência, para que um erro associado fosse estimado e adicionado entre as fontes de incerteza do sistema de medição. Entretanto, uma análise qualitativa dos resultados ainda é válida. O tubo com sensor

aterrado apresentou temperaturas 7,3% maiores na região de monitoramento, enquanto que o tubo com sensor blindado apresentou uma redução de 4,6%. Dessa forma, pode-se afirmar que o sensor blindado tende a influenciar menos a temperatura de superfície do tubo a ser monitorado do que o sensor aterrado.

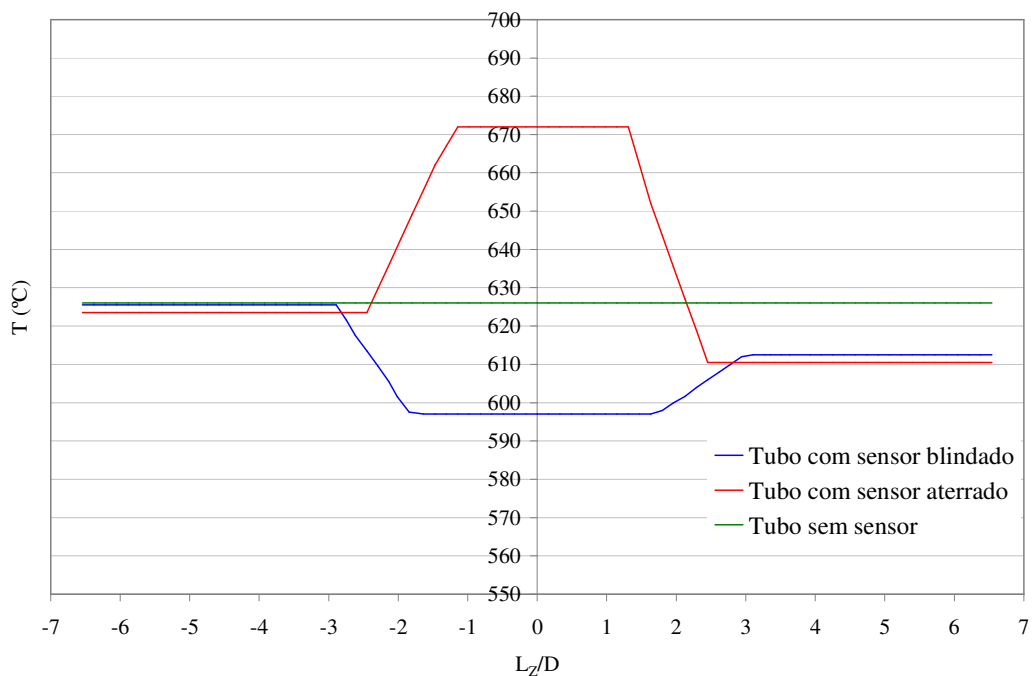


Figura 4.11 – Perfil de temperatura na superfície do tubo em $y = -0,5D$.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 INTRODUÇÃO

Resultados experimentais são apresentados e comparados para os sensores blindados e aterrados. Tendo por base o melhor comportamento térmico, o sensor blindado foi escolhido e instalado em diferentes tubos do superaquecedor final e reaquecedor final. Uma análise das temperaturas de metal para diferentes condições operacionais é apresentada.

5.2 PONTOS DE MONITORAMENTO NOS FEIXES TUBULARES

Para a análise experimental, sensores blindado e aterrado foram instalados no superaquecedor final e reaquecedor final. Os sensores aterrados foram instalados na última fileira do 20° e do 15° painel do superaquecedor final e reaquecedor final, respectivamente. Enquanto que os sensores blindados foram instalados na última fileira do 20° painel do superaquecedor final e nos 15°, 38° e 39° painéis do reaquecedor final.

Os pontos de monitoramento para ambos os feixes tubulares situam-se na região de saída do vapor, próximos à parede d'água, a aproximadamente 1,5 m abaixo do teto da fornalha (figura 5.1). Cabe ressaltar que a região de saída do vapor é uma das regiões propensa a falhas, visto que o vapor se encontra no maior nível de temperatura. Na figura 5.2, são mostrados os sensores blindado e aterrado instalados na última fileira de tubos do 20° painel do superaquecedor final e na figura 5.3, é ilustrado os termopares de isolamento mineral fixados com auxílio de prendedores na parede d'água.

Um número maior de sensores instalados no reaquecedor final é justificado pelo fato de que nos últimos anos, o reaquecedor final vem recebendo uma atenção especial por parte da equipe de operação e manutenção da Tractebel Energia, devido às freqüentes falhas. Ao contrário do superaquecedor final, em que diversas ações já foram tomadas, o reaquecedor final necessita ainda de informações com respeito às temperaturas dos tubos.

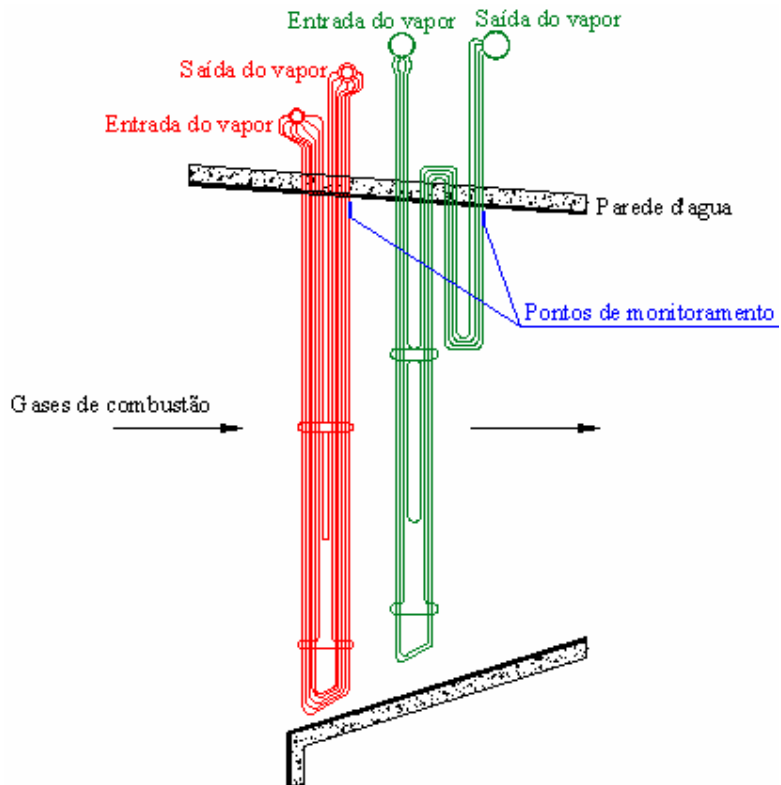


Figura 5.1 – Pontos de monitoramento no superaquecedor final e reaquecedor final.



Figura 5.2 – Sensores instalados no superaquecedor final.



Figura 5.3 – Termopares fixados na parede d'água do teto da caldeira.

A temperatura dos gases na região em que os sensores foram instalados não excede 900°C. Dessa forma, optou-se por utilizar termopares de isolamento mineral tipo K, com diâmetro externo de 6 mm, revestidos com aço AISI 310. Além disso, foram utilizados um conector tipo K, um cabo de extensão KX com isolamento em Poli Cloreto de Vinila (PVC) e um sistema de aquisição de dados Agilent 34970A conectado a um computador. A figura 5.4 ilustra parte do sistema de medição.



Figura 5.4 – Computador e sistema de aquisição de dados.

A análise da incerteza correspondente ao sistema de medição com os diferentes tipos de sensores é descrita detalhadamente no capítulo 6. Os valores de incerteza presentes na medições das temperatura de superfície através dos sensores blindado e aterrado no superaquecedor final é de $\pm 16,6$ °C [95,45%; k=2], enquanto que no reaquecedor final o valor é de $\pm 7,5$ °C [95,45%; k=2].

5.3 AVALIAÇÃO DOS DIFERENTES SENSORES DE TEMPERATURA

A avaliação das temperaturas medidas pelos diferentes sensores foi realizada para uma potência operacional de 80 MW com as três últimas fileiras de queimadores (2, 3 e 4) em operação. Os resultados das temperaturas de superfície para o superaquecedor final e reaquecedor final são ilustrados nas figuras 5.5 e 5.6, respectivamente.

A temperatura média apresentada pelo sensor blindado no superaquecedor final foi 578,1 °C e no reaquecedor final de 567,2 °C. Já o sensor aterrado, apresentou uma temperatura média no superaquecedor final e reaquecedor final de 591,3 °C e 570,4 °C, respectivamente. Dessa forma, pode-se perceber que a diferença da temperatura média registrada entre o sensor blindado e aterrado foi mais acentuada no superaquecedor final, devido aos maiores níveis de temperatura dos gases de combustão. Assim, uma maior quantidade de calor é absorvida pela bainha metálica e pela proteção externa em aço e, conseqüentemente, transferida para a junta de medição.

Resultados experimentais mostram que a influência de ambos os sensores na temperatura de superfície dos tubos não é tão significativa quando comparada com os resultados numéricos. Dessa forma, pode-se afirmar que a prática de monitoramento através de sensores instalados na região de escoamento dos gases de combustão é válida. Tendo-se em vista a menor influência na temperatura de superfície apontada pelos resultados numéricos, sensores blindados tornam-se a alternativa que leva a uma maior exatidão na obtenção dos resultados.

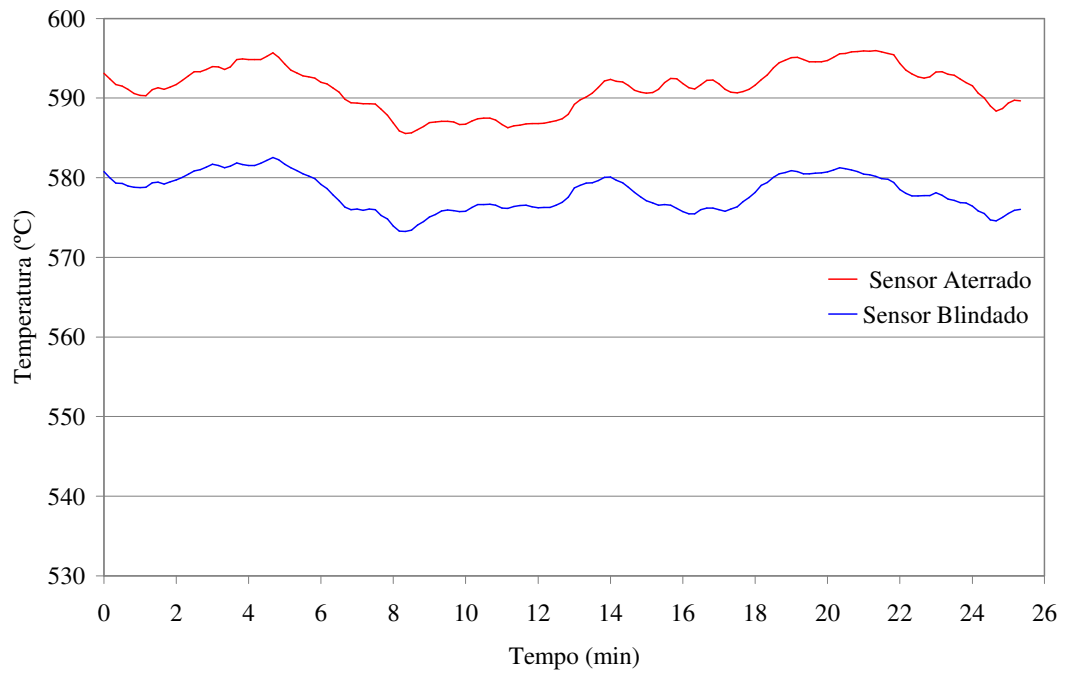


Figura 5.5 – Temperaturas medidas pelos sensores no superaquecedor final.

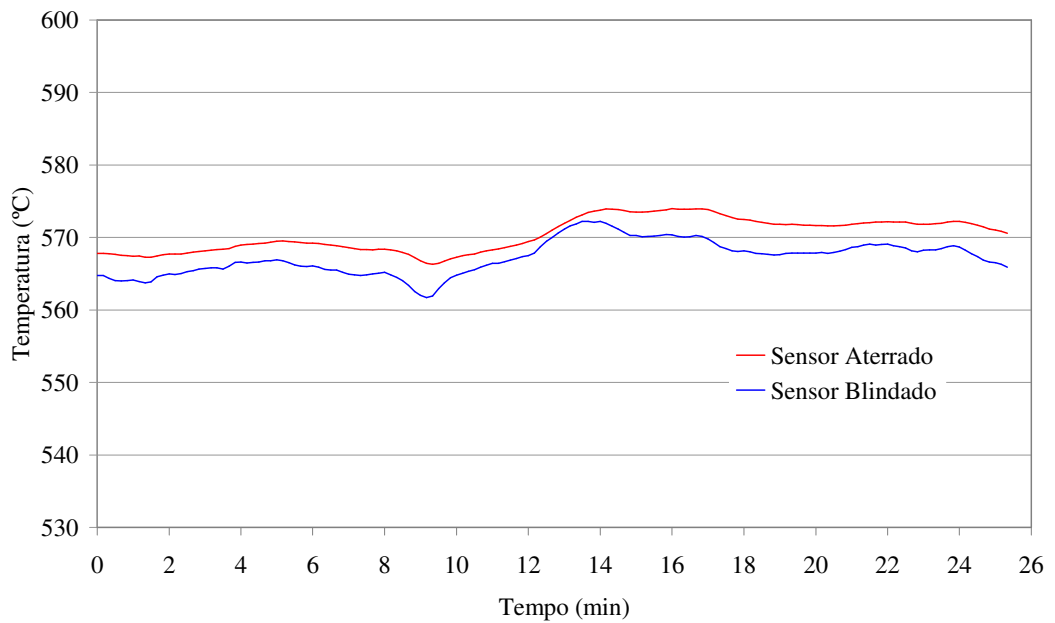


Figura 5.6 – Temperaturas medidas pelos sensores no reaquecedor final.

5.4 AVALIAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE SUPERFÍCIE PARA DIFERENTES CONDIÇÕES OPERACIONAIS

As temperaturas dos tubos fornecidas através de sensores blindados foram avaliadas em três diferentes condições operacionais:

- 80 MW com as fileiras de queimadores 2, 3 e 4 em operação;
- 110 MW com as fileiras de queimadores 1, 2 e 3 em operação;
- 122 MW com as fileiras de queimadores 1, 3 e 4 em operação.

A figura 5.7 ilustra as temperaturas na última fileira de tubos no 20º painel do superaquecedor final. As temperaturas de metal da última fileira de tubos do 15º, 38º e 39º painel do reaquecedor final são ilustradas nas figuras 5.8, 5.9 e 5.10, respectivamente. Devido à falha do sensor blindado instalado no 15º painel, as temperaturas foram obtidas somente para uma condição operacional. As temperaturas médias são indicadas na tabela 5.1.

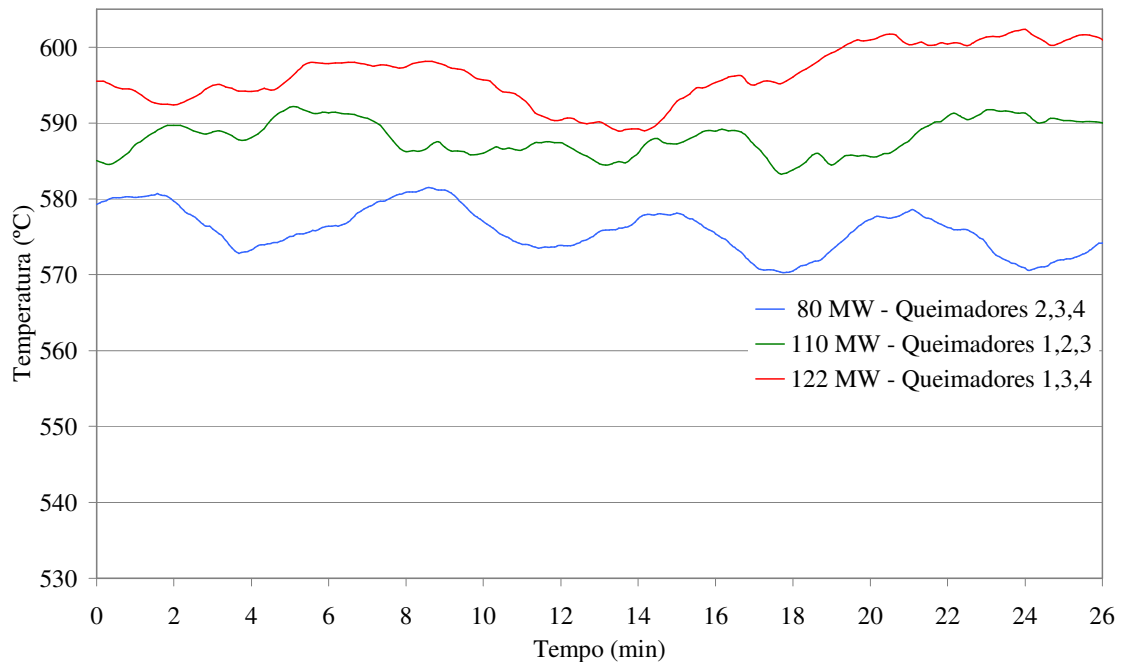


Figura 5.7 – Temperatura na última fileira do 20º painel do superaquecedor final.

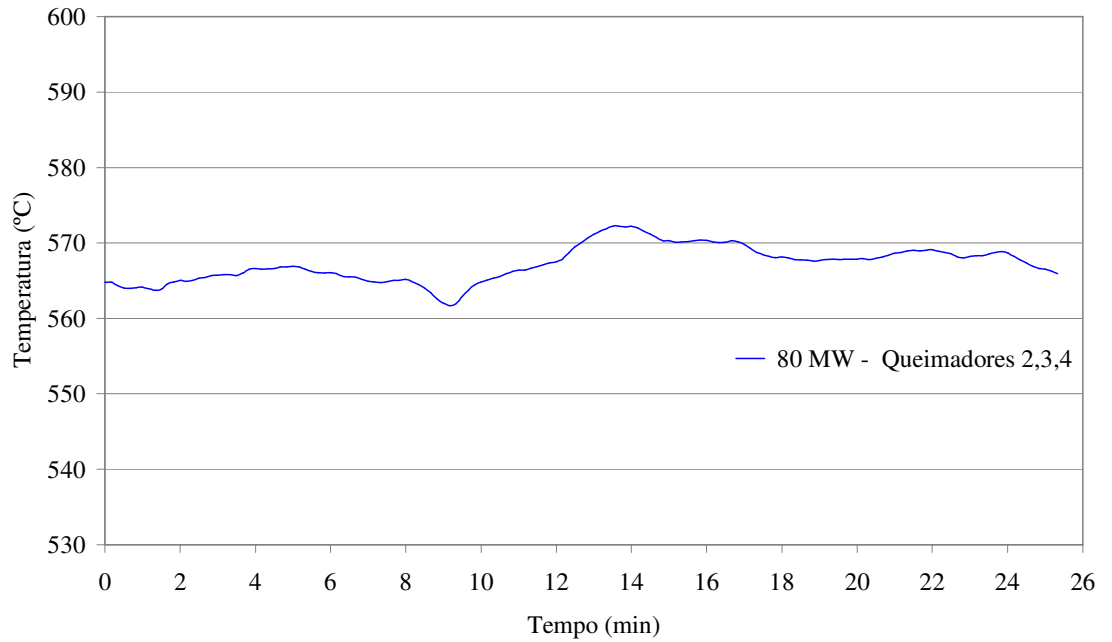


Figura 5.8 – Temperatura na última fileira do 15º painel do reaquecedor final.

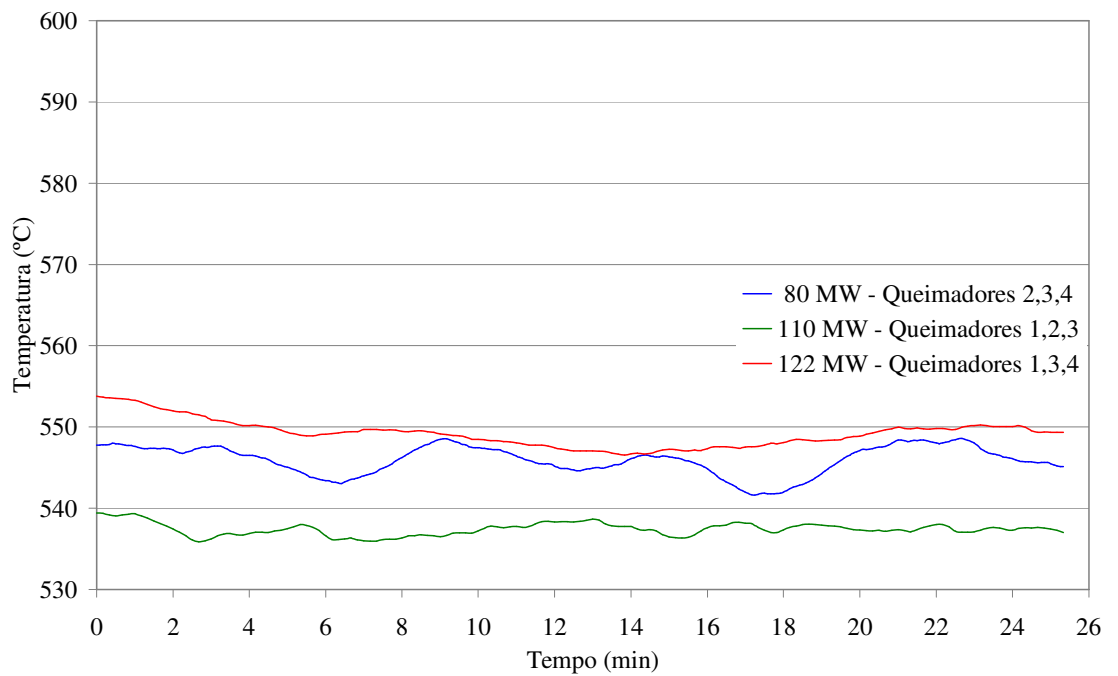


Figura 5.9 – Temperatura na última fileira do 38º painel do reaquecedor final.

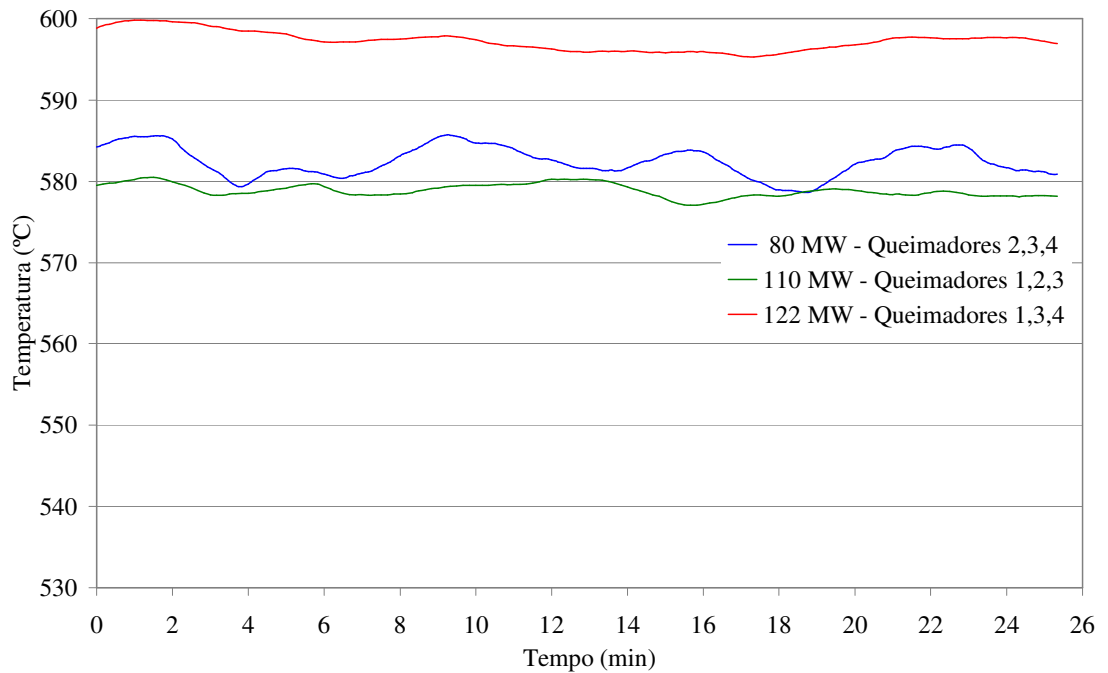


Figura 5.10 – Temperatura na última fileira do 39º painel do reaquecedor final.

Tabela 5.1 – Temperaturas médias de metal em diferentes condições operacionais.

	80 MW - 2, 3, 4 (°C)	110 MW - 1,2,3 (°C)	122 MW - 1,3,4 (°C)
Superaquecedor final-20º painel	575,9	587,9	596,4
Reaquecedor final-15º painel	567,2	-	-
Reaquecedor final-38º painel	545,9	537,4	549,2
Reaquecedor final-39º painel	582,4	578,9	597,3

Através dos resultados obtidos, algumas avaliações podem ser realizadas. Com exceção do tubo pertencente ao 38º painel do reaquecedor final, as temperaturas encontradas para os demais tubos encontram-se acima dos valores máximos recomendados (550 °C). No caso do superaquecedor final, pode-se observar claramente uma relação direta entre a potência operacional e as temperaturas de superfície. O mesmo não é observado no reaquecedor final, onde as maiores temperaturas foram obtidas quando a 4ª fileira de queimadores encontrava-se em operação. Isso se deve, basicamente, ao posicionamento dos feixes tubulares no interior da caldeira. Como se pode observar na figura 5.11, os tubos do superaquecedor final enxergam a radiação proveniente da chama dos quatro níveis de queimadores. Enquanto que os tubos do reaquecedor final enxergam somente se a 4ª fileira de queimadores estiver em operação.

Apesar de não ter-se avaliado as temperaturas dos tubos para a mesma potência operacional, com diferentes fileiras de queimadores, espera-se que valores superiores de temperatura sejam obtidos para os ambos os feixes tubulares, quando a 4ª fileira de queimadores estiver em operação.

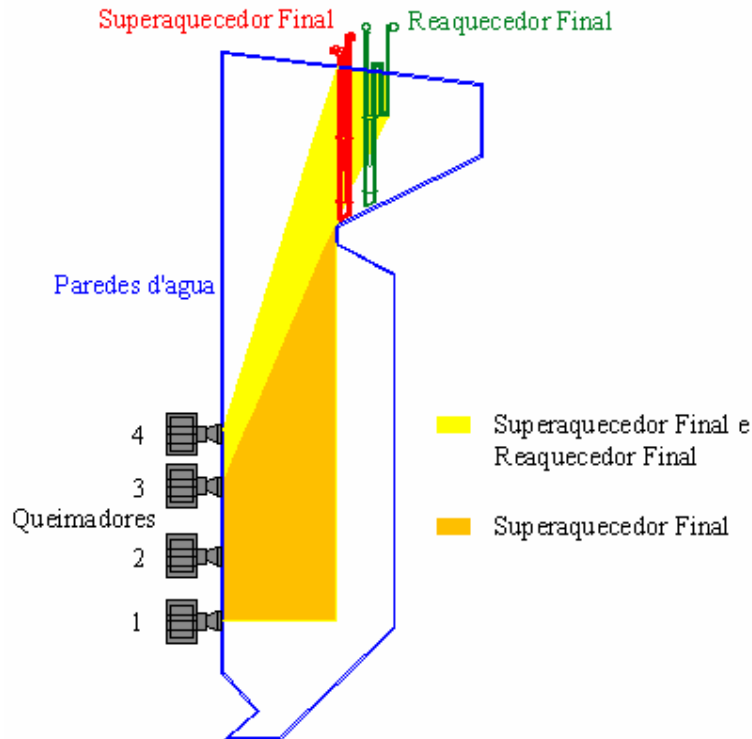


Figura 5.11 – Posicionamento dos feixes tubulares em relação aos queimadores.

No reaquecedor final, observa-se uma diferença significativa das temperaturas obtidas entre os tubos monitorados. Essa diferença está relacionada com a área de troca de calor e com o posicionamento dos painéis ao longo da largura da caldeira. Conforme descrito no item 3.2, alguns painéis do reaquecedor final tiveram sua área reduzida, caso esse do 38º painel. Nesse painel, os níveis de temperatura foram de 36 a 48 °C inferiores ao 39º. Também, encontrou-se uma diferença entre as temperaturas do 15º e do 39º, os quais possuem a mesma área de troca de calor. Essa diferença está relacionada ao posicionamento do 15º painel estar mais próximo das paredes d'água, onde a temperatura dos gases de combustão é menor.

A disposição dos painéis no reaquecedor final em relação ao superaquecedor final, também colabora para o estabelecimento das temperaturas. Conforme pode ser observado na figura 5.12, o espaçamento transversal entre os painéis do reaquecedor final é de 300 mm,

enquanto que para o reaquecedor final é de 150 mm. Dessa forma, os tubos dos painéis do reaquecedor final situados entre aqueles do superaquecedor final, tendem a apresentar maiores valores de temperatura. Isso se deve ao fato dos tubos do superaquecedor final não estarem atuando como barreira à radiação proveniente da 4ª fileira de queimadores.

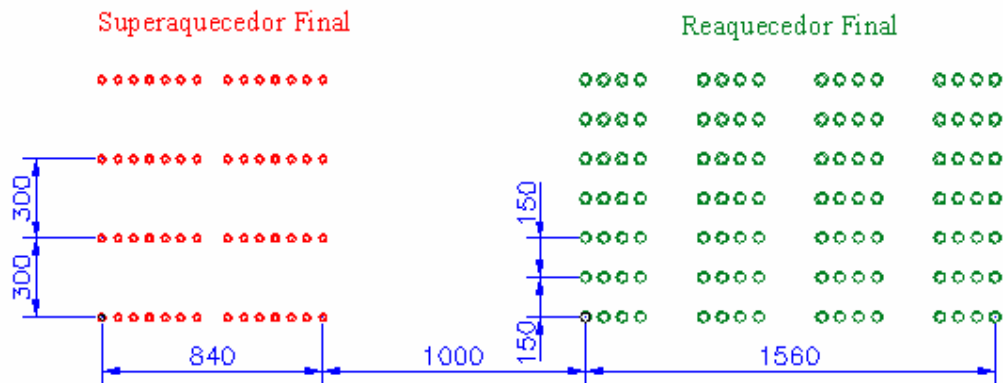


Figura 5.12 – Disposição dos tubos no superaquecedor final e reaquecedor final.

Valores das temperaturas da última fileira do superaquecedor final, monitorados próximo ao coletor de saída, foram disponibilizados pela Tractebel Energia. As incertezas presentes nessas medições não são consideradas devido ao não conhecimento completo do sistema de medição adotado. Na figura 5.13, pode-se perceber que os valores das temperaturas são menores quando comparadas com aquelas obtidas na região de escoamento dos gases de combustão. Para comparação das temperaturas monitoradas nas duas regiões, são utilizados os valores obtidos no 20º painel do superaquecedor final, monitorado na região dos gases de combustão, para uma potência de 110 MW e os valores obtidos próximo ao coletor de saída, para a potência de 125 MW. Essas potências podem ser utilizadas para comparação, haja vista que os parâmetros operacionais são muito próximos. Ambos os resultados foram obtidos com a fileira de queimadores 1, 2 e 3 em operação.

As temperaturas dos tubos situados na região central do superaquecedor final, monitorados próximo ao coletor de saída, são da ordem de 535 °C (figura 5.13), enquanto que, na região dos gases de combustão, a temperatura média do tubo no 20º painel é de 587,9 °C (tabela 5.1). Dessa forma, pode-se verificar uma concordância aceitável entre os valores experimentais, obtidos na região de escoamento dos gases de combustão e próximo ao coletor de saída, com aqueles obtidos por correlações empíricas, conforme apresentado no item 0.

Através da figura 5.13, nota-se que, para a mesma potência operacional, as fileiras de queimadores influenciam na determinação das temperaturas de metal do superaquecedor final.

Maiores temperaturas são encontradas quando a 4ª fileira de queimadores encontra-se em operação. Além disso, é perceptível uma assimetria do perfil de temperatura entre os painéis. Essa distribuição assimétrica ocorre quando as palhetas que direcionam o escoamento do ar secundário nos queimadores são orientadas para um único sentido de rotação. Os menores níveis de temperatura encontrados nos tubos situados nas laterais, deve-se à influência da presença das paredes d'água na temperatura dos gases de combustão, bem como a vazão mássica de vapor no interior dos tubos.

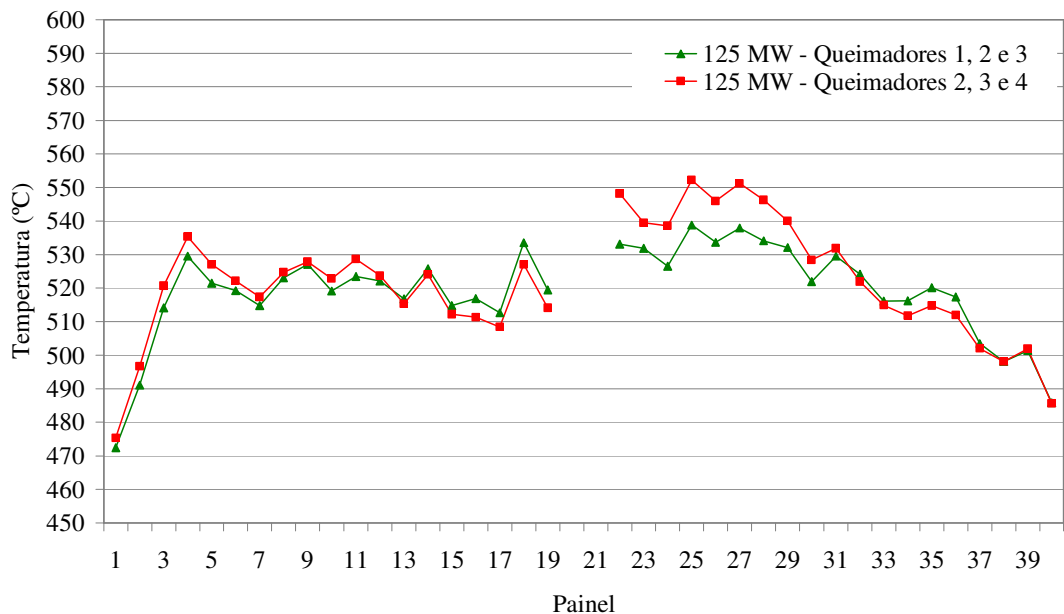


Figura 5.13 – Temperaturas da última fileira de tubos monitoradas próximo ao coletor de saída do superaquecedor final para potência de (125MW).

5.5 MEDIÇÃO DA TEMPERATURA E VELOCIDADE DOS GASES DE COMBUSTÃO

A termosonda de imersão, descrita anteriormente no item 3.5, foi instalada no interior da unidade geradora de vapor. O ponto de monitoramento situou-se à aproximadamente 2 metros distantes da parede de água do lado direito da fornalha, no plano de entrada do superaquecedor final, como pode ser observado na figura 5.14. A figura 5.15 mostra a termosonda sendo instalada.

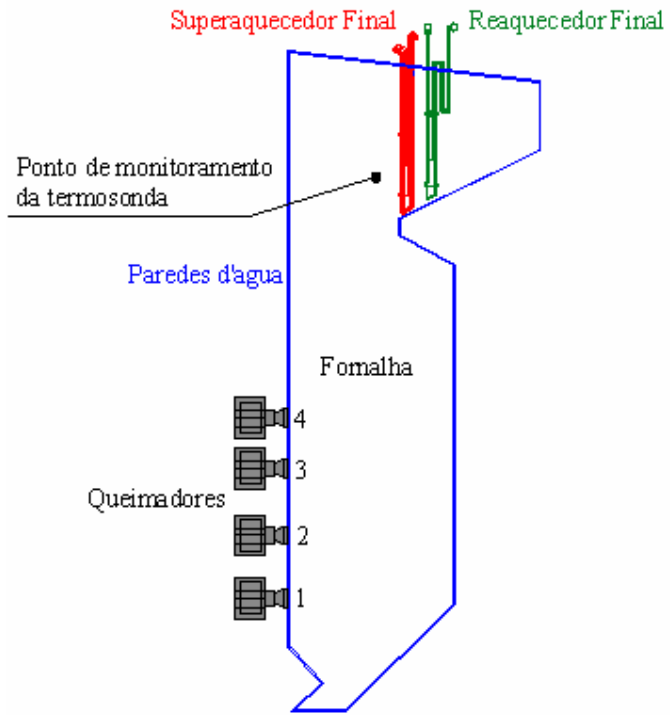


Figura 5.14 – Ponto de monitoramento com a termosonda de imersão.



Figura 5.15 – Termosonda de imersão sendo instalada na unidade geradora de vapor.

O monitoramento foi realizado somente para a potência operacional de 122 MW, com as fileiras de queimadores 1, 3 e 4 em operação. Os valores de temperatura dos gases são ilustrados na figura 5.16. Durante o período de monitoramento, a temperatura média obtida foi de 974,3 °C. A incerteza presente na medição da temperatura dos gases de combustão, baseada na máxima temperatura obtida e descrita no capítulo posterior, é de $\pm 10,4^\circ\text{C}$ [95,45%; $k=2$].

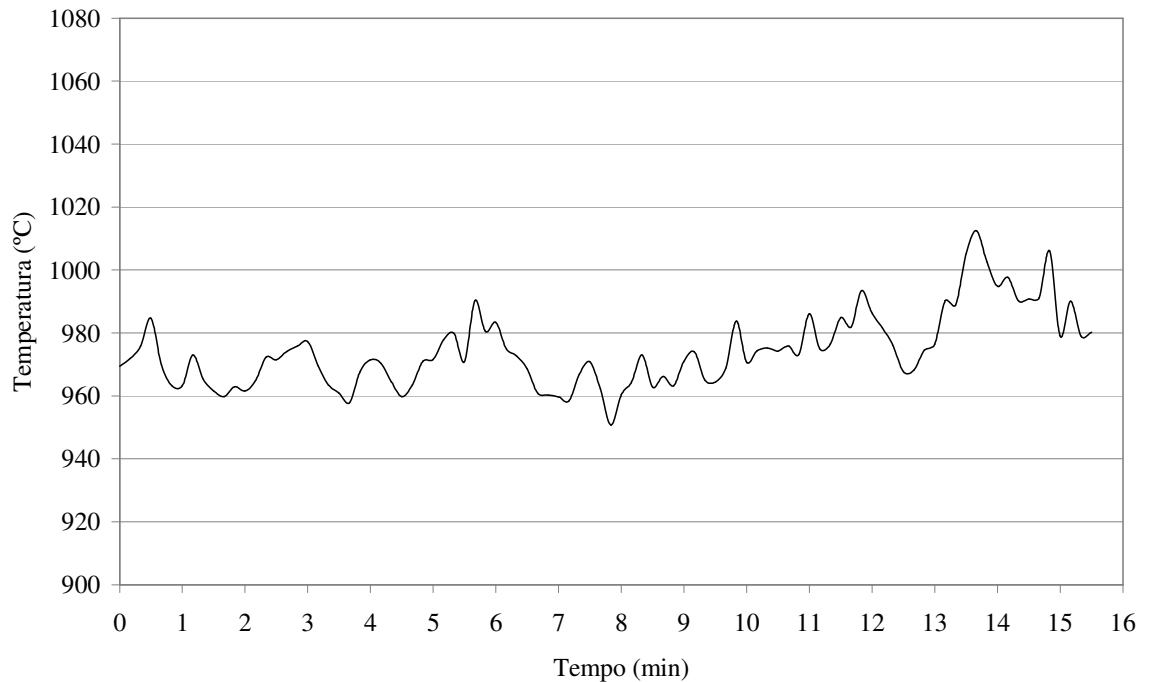


Figura 5.16 – Temperaturas dos gases na entrada do superaquecedor final.

Embora o regime de carga da unidade termelétrica esteja estabilizado, nota-se através da figura 5.16 uma relativa oscilação da temperatura medida dos gases de combustão no topo da fornalha. Cabe ressaltar aqui que tal oscilação decorre, dentre outros fatores, da contínua variação da qualidade do combustível queimado, uma vez que se trata de uma mistura de diversos tipos de carvão.

A determinação dos valores de pressão atuantes foi dificultada devido ao ponto de monitoramento situar-se em uma zona de recirculação dos gases de combustão. O valor da pressão dinâmica oscilou entre 1 e 6 mm de coluna de álcool, o que corresponde a uma velocidade de 7,4 a 18 m/s. Embora os resultados sejam ainda preliminares, observa-se uma boa concordância dos valores obtidos experimentalmente com aqueles obtidos via simulação numérica, conforme campos de temperatura e velocidades mostrados na figura 2.3, na região de monitoramento da termosonda.

6 ANÁLISE DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO

6.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo destina-se à análise das incertezas nas medições de temperatura realizadas. As diferentes fontes de incerteza são apresentadas e os respectivos valores de incerteza ao longo da faixa de medição são determinados conforme procedimento estabelecido pelo *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement* (ISO-GUM).

6.2 PROCEDIMENTO PARA ANÁLISE DA INCERTEZA

O objetivo de uma medição é determinar o valor do mensurando, ou seja, o valor da grandeza a ser medida. De um modo geral, o resultado de uma medição é somente uma estimativa do valor do mensurando e só é completo quando acompanhado pela indicação da confiabilidade do resultado. Sem isso, resultados de uma medição não podem ser comparados, seja entre eles mesmos ou com valores de referência.

Durante muito tempo, diversas formas foram utilizadas para avaliar a incerteza, impedindo a análise e comparação dos resultados que empregavam metodologias distintas. A partir de 1977, diversas entidades renomadas ligadas à metrologia, como o *Bureau International des Poids et Mesures* (BIPM) e a *International Organization for Standardization* (ISO), chegaram a um consenso sobre a importância de um procedimento único. No ano de 1993 foi lançada a primeira edição de um guia que estabelece regras gerais para avaliar e expressar a incerteza de uma medição denominado “*Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*”, conhecido por ISO-GUM (ISO *et.al.*, 2003).

O ISO-GUM fornece regras gerais para avaliar e expressar a incerteza de medição ao invés de instruções detalhadas e específicas. Além disso, não é discutido como a incerteza de um determinado resultado de uma medição, uma vez avaliada, pode ser utilizada para diferentes finalidades. Portanto, procedimentos específicos baseados no ISO-GUM devem ser desenvolvidos para avaliar distintos problemas da área metrológica. Atuando nesse sentido, Barp (2000) apresenta um procedimento de análise de incerteza focado em sistemas

automatizados de medição de temperatura. Esse procedimento encontra-se de forma resumida no apêndice A.

6.3 FONTES DE INCERTEZA EM SISTEMAS AUTOMATIZADOS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

Conforme INMETRO (2007), um sistema de medição é um conjunto completo de instrumentos e equipamentos acoplados destinados à execução de uma medição específica. Diversas são as formas de compor esse sistema, mas quando o mesmo encontra-se acoplado em um sistema computacional, é denominado como sendo um sistema automatizado de medição. Basicamente, a cadeia de medição desses sistemas são compostos por: mensurando, transdutor, condicionamento do sinal, conversão analógica-digital, processamento e apresentação.

A seguir, são apresentadas as principais informações relacionadas a sistemas automatizados de medição de temperatura utilizando termopares. Muitos dos efeitos apresentados a seguir não podem ser facilmente quantificados, mas podem exercer uma influência significativa nos resultados da medição. Além disso, diversos fatores que contribuem para o aumento da incerteza no resultado de uma medição podem ser evitados através de cuidados especiais.

6.3.1 Erro máximo admissível em termopares

Durante o processo de fabricação, os termopares podem apresentar pequenas diferenças entre os lotes e, conseqüentemente, desvios de resposta de um termopar ideal. Entretanto, diversas normas estabelecem valores para o máximo erro que os termopares podem apresentar. Na tabela 6.1 são apresentados os limites de erro para termopares de isolamento mineral de acordo com a norma ASTM E 230-93 para junta de referência a uma temperatura de 0°C.

Esses valores são considerados como a incerteza do transdutor se o polinômio padronizado por norma for utilizado para converter a tensão gerada em temperatura. Em

situações em que é realizada uma calibração, deve-se utilizar o polinômio de correção. Dessa forma, o valor da incerteza é quantificado pela incerteza do procedimento de calibração e pelo erro de interpolação do polinômio.

Nas medições de temperaturas realizadas, nenhum procedimento de calibração foi efetuado nos termopares antes de suas instalações no interior da caldeira. Dessa forma, o valor correspondente à essa fonte de incerteza será baseada nos valores estabelecidos em normas.

Tabela 6.1 – Erro máximo admissível em termopares.

Tipo	Faixa de utilização (°C)	Erro máximo admissível	
		Convencional	Especial
T	-59 a 93	$\pm 1^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
	93 a 371	$\pm 0,75\%$	$\pm 0,4\%$
J	0 a 277	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$
	277 a 1260	$\pm 0,75\%$	$\pm 0,4\%$
E	0 a 316	$\pm 1,7^{\circ}\text{C}$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
	316 a 817	$\pm 0,5\%$	$\pm 0,4\%$
K	0 a 277	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$
	277 a 1260	$\pm 0,75\%$	$\pm 0,4\%$
N	0 a 277	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$
	277 a 1260	$\pm 0,75\%$	$\pm 0,4\%$
R,S	0 a 538	$\pm 1,5^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,6^{\circ}\text{C}$
	538 a 1482	$\pm 0,25\%$	$\pm 0,1\%$
B	871 a 1705	$\pm 0,5\%$	Não determinado

6.3.2 Correntes de fuga em termopares

Os isoladores utilizados em termopares de isolamento mineral apresentam um decréscimo exponencial da resistência de isolamento com o aumento da temperatura. Quando essa resistência atinge baixos valores, existe o aumento da condução entre os fios do termopar e a criação de termopares de juntas virtuais. Tais erros podem resultar em valores elevados dependendo da temperatura da junção.

O valor de temperatura crítico para que esta fonte de erro seja eliminada depende basicamente das características elétricas do termopar, que por sua vez estão relacionadas com as propriedades do isolante e da dimensão dos fios do termopar. Kerlin e Shepard (1982 *apud* Barp, 2000) descrevem que esse efeito é praticamente eliminado através do uso de isoladores com boas características em alta temperatura, uso de cabos de maior diâmetro ou pela

minimização do contato entre termopar e isolador através de pastas térmicas. Devido a dificuldade da quantificação dessa fonte de incerteza, esse efeito não será considerado.

6.3.3 Deriva com o tempo dos termopares (*drift*)

Todos os termopares estão sujeitos à descalibração com o uso. O desempenho de um termopar está intrinsecamente ligado com a absoluta uniformidade das propriedades físicas e químicas ao longo dos termoelementos. Isso porque, a tensão gerada no termopar é uma combinação da FEM produzida em cada ponto ao longo do seu comprimento. Em muitas aplicações, as mudanças dessas características são pequenas, mas em condições adversas um elevado *drift* pode ocorrer em um curto espaço de tempo.

A quantificação desse efeito depende do conhecimento acerca da aplicação e dos termopares utilizados. Essa influência torna-se mais significativa à medida que a temperatura aumenta. Uma possível avaliação desse fator pode ser obtida através do acompanhamento das curvas de calibração ao longo do tempo em um determinado ponto. Entretanto, esse acompanhamento em termopares fixados nos feixes tubulares de caldeiras é impraticável, haja vista que o número e o tempo disponível das paradas para manutenção dessas unidades é pequeno. Dessa forma, essa fonte de incerteza será quantificada através dos valores de *drift* encontrados na literatura especializada.

Para as medições das temperaturas de metal nos feixes tubulares, realizadas através de termopares tipo K revestidos com aço AISI 310, o valor da deriva com o tempo é apresentado na figura 2.5. Pode-se observar que o máximo valor do *drift* ($75\mu\text{V}$) ocorre 50 horas após o início de operação, o que corresponde a um aumento na temperatura de $2\text{ }^\circ\text{C}$. Além disso, percebe-se uma redução do valor do *drift* ao longo do tempo. As medições das temperaturas de metal foram obtidas em tempos diferentes, sendo os últimos resultados obtidos 3000 horas após o início de operação da unidade geradora de vapor. Dessa forma, como um fator de segurança na análise de incertezas, está sendo considerado o máximo valor de *drift* encontrado.

Nas medições das temperaturas dos gases de combustão, efetuadas através da termosonda de imersão, esse efeito é desconsiderado, haja vista que praticamente toda a extensão do termopar, com exceção da junta de medição, encontra-se refrigerada à uma

temperatura que não ultrapassa 50°C. Além disso, o tempo de monitoramento com a termosonda não ultrapassou 3 horas.

A incerteza relacionada a deriva com o tempo do termopar representa um erro sistemático⁶ (tendência), mas que não pode ser compensado no resultado da medição por não se ter disponível uma incerteza da tendência associada. Dessa forma, essa parcela será tratada na avaliação da incerteza como sendo um erro sistemático não compensado.

6.3.4 Cabos de extensão

Diversas são as possíveis fontes de erros presentes quando são utilizados cabos de extensão. Uma das fontes de erros surge da diferença da sensibilidade entre os termopares e os cabos de extensão. Dessa forma, devem ser sempre selecionados cabos de extensão com a relação FEM *versus* temperatura a mais próxima possível do termopar. Uma outra fonte de erro se deve a inversão de polaridade na junção entre o termopar e o cabo de extensão, ou entre o cabo de extensão e o sistema de aquisição de dados. Embora essa inversão possa ser perceptível durante a montagem do sistema, muitas vezes essa fonte de incerteza encontra-se mascarada no resultado da medição.

Assim como os termopares, os cabos de extensão possuem uma tolerância de fabricação conforme mostrado na tabela 6.2, de acordo com a norma IEC 584.3.

Tabela 6.2 – Erro máximo admissível em cabos de extensão.

Tipo	Cabo de extensão	Erro máximo admissível convencional (°C)	Erro máximo admissível especial (°C)
E	EX	±2,5	±1,5
J	JX	±2,5	±1,5
K	KX	±2,5	±1,5
N	NX	±2,5	±1,5
T	TX	±1,0	±0,5
R,S	RCB SCB	±5,0	

⁶ O erro sistemático não pode ser eliminado, porém frequentemente, pode ser reduzido. Se um erro sistemático se origina de um efeito reconhecido de uma grandeza de influência em um resultado de medição, esse efeito pode ser quantificado e, se for significativo com relação à exatidão requerida da medição, uma correção pode ser aplicada para compensar o efeito (ISO *et.al*, 2003).

Além disso, ruídos e interferências eletromagnéticas contribuem para que o sinal seja contaminado, causando erros significativos na medição. Dessa forma é recomendada a utilização de filtros e malhas de aterramento.

6.3.5 Conectores

Outra importante fonte de erro se deve ao uso de conectores no sistema de medição. Se o material do conector possui uma curva de resposta que difere do termopar e do fio de extensão, um acréscimo de tensão é gerado. A magnitude desse erro pode variar amplamente dependendo dos materiais e se houver um gradiente de temperatura envolvido. Deve-se também atentar para que a polaridade correta entre o conector, o termopar e o fio de extensão sejam mantidas durante a instalação. Assim como a fonte inerente as correntes de fuga em termopares, esse efeito não será considerado na análise da incerteza.

6.3.6 Efeitos de instalação

Quando um transdutor é instalado para realizar uma medição de temperatura, sua presença pode alterar as características de transferência de calor. Dessa forma, o valor de temperatura obtido corresponde a um valor modificado pela própria presença do transdutor. No caso das medições das temperaturas de superfície de feixes tubulares, dois efeitos são identificados, dependendo do tipo de sensor utilizado. Na maioria das configurações de sensores apresentados no capítulo 2, o cabo do termopar e a proteção externa em aço, criam caminhos adicionais para a transferência de calor, fazendo com que a temperatura de superfície seja aumentada na região de instalação. No caso do sensor blindado, a presença do isolante térmico reduz o fluxo de calor para essa região, fazendo que a temperatura indicada pelo termopar seja menor.

Um dos objetivos em simular numericamente as diferentes configurações de sensores foi, justamente, determinar esse nível de influência para que essa fonte de incerteza pudesse ser quantificada com uma maior precisão. Para que essa fonte seja considerada na análise de incerteza, são utilizados os valores de temperatura obtidos através das medições realizadas

nos feixes tubulares. Apesar das simulações numéricas mostrarem-se limitadas na determinação desses valores, observou-se nos resultados obtidos que a temperatura do tubo permaneceu entre os valores que, possivelmente, seriam indicados pelo sensor blindado e aterrado (figura 4.11). Dessa forma, será utilizada como valor correspondente ao efeito de instalação, a diferença média da temperatura fornecida entre o sensor blindado e aterrado, em ambos os feixes tubulares.

Não restam dúvidas que essa consideração superestima o efeito de instalação provocado pelos sensores, porém, essa fonte de incerteza será de alguma forma quantificada, conferindo uma margem de segurança na incerteza dos resultados. Sabe-se também que o efeito causado pela instalação do sensor blindado é inferior quando comparado com o sensor aterrado e através dessa abordagem, ambos os sensores possuíram o mesmo valor de efeito de instalação na análise da incerteza. No caso das medições de temperatura de superfície do superaquecedor final, a diferença média de temperatura indicada entre o sensor blindado e aterrado, foi de 13,2 °C, enquanto que no reaquecedor final, a diferença foi de 3,2 °C. Assim como a fonte de incerteza devido à descalibração do termopar, esse efeito será tratado como um erro sistemático não compensado.

No caso das medições das temperaturas dos gases de combustão, a influência do termopar no escoamento não causa efeitos adicionais significativos. Como a velocidade de escoamento é relativamente baixa e a temperatura dos gases é elevada, a geração de calor devido ao atrito entre o fluido e o termopar é praticamente inexistente.

6.3.7 Sistema de aquisição de sinais

Os instrumentos compostos, os quais incluem os sistemas de aquisição de sinais, são equipamentos que reúnem diversas funções tais como alimentação, condicionamento de sinais e processamento de informações. Basicamente, para esses instrumentos a avaliação correspondente à essa fonte de incerteza é realizada de maneira similar.

Uma das principais fontes de incerteza desses instrumentos é o próprio erro máximo, que reflete o maior erro esperado no instrumento, com uma dada probabilidade e condições específicas de utilização. Geralmente essa informação é fornecida pelo fabricante e é função do tempo de utilização e da temperatura ambiente. Para o caso do sistema de aquisição de

dados utilizado nos experimentos (Agilent 34970A) a incerteza correspondente para diversos tipos de termopares, válida por um período de um ano de utilização, é mostrada na tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Erro associado ao sistema de aquisição de sinais Agilent 34970A.

Tipo	Faixa de utilização (°C)	Erro máximo (°C)
T	-100 a +400	1,0
	-200 a -100	1,5
J	-150 a 1200	1,0
	-210 a -150	1,2
E	-150 a 1000	1,0
	-200 a -150	1,5
K	-100 a 1200	1,0
	-200 a -100	1,5
N	-100 a 1300	1,0
	-200 a -100	1,5
R	300 a 1760	1,2
	-50 a 300	1,8
S	400 a 1760	1,2
	-50 a 400	1,8
B	1100 a 1820	1,2
	400 a 1100	1,8

Fonte: Adaptado de Agilent, 2006.

6.3.8 Junta de referência

A junta de referência consiste em um sistema que corrige a tensão de saída do termopar para que se obtenha a estimativa do mensurando. Diversas são as formas de fixar um valor para a junta de referência de um termopar e a tabela 6.4 apresenta uma série de valores de incerteza associados com os principais métodos. Nas medições realizadas, o sistema de aquisição de sinais foi configurado para que o valor da temperatura da junta de referência fosse fixado através da compensação por *software*.

Tabela 6.4 – Incerteza devido à junta de referência.

Junta de referência	Erro associado (°C)
Ponto triplo da água	$\pm 0,0001$
Banho de gelo (água e gelo)	$\pm 0,001$
Refrigerador termoelétrico	$\pm 0,1$
Compensação eletrônica por ponte	± 1
Compensação eletrônica com transdutores de circuito integrado	$\pm 0,5$
Compensação eletrônica com circuito completo integrado	± 2
Compensação por <i>software</i>	$\pm 0,2$

Fonte: Adaptado de Barp, 2003.

6.3.9 Erro devido ao polinômio de ajuste

Depois de interpretada a tensão gerada pelo termopar, o instrumento responsável pela aquisição e processamento das informações deve convertê-la para um valor de temperatura. Essa conversão depende do tipo do termopar e pode ser encontrada em diversas tabelas. Na maioria das situações, torna-se necessário definir uma função que relacione a temperatura e a tensão. Infelizmente, a relação entre essas duas grandezas não é linear, tornando-se necessário definir um polinômio de grau elevado para que se consiga representar o comportamento do transdutor em toda a faixa de medição. A parcela da incerteza inerente ao erro do polinômio de interpolação é avaliada como sendo o máximo desvio entre os valores padrão tabelados e os valores obtidos pelo polinômio.

Embora esse efeito já esteja incluso no item 6.3.1, com relação ao erro máximo admissível em termopares, o sistema utilizado pode não incluir essa parcela na fonte de incerteza. Desse modo, tal influência pode ser inclusa conforme os polinômios encontrados na literatura utilizando-se os polinômios ITS-90 mostrados na tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Erro devido ao polinômio de interpolação.

Tipo	Temperatura (°C)	Erro associado (°C)
E	-200 a 0	0,03 a -0,01
	0 a 1000	0,02 a -0,02
J	-210 a 0	0,03 a -0,05
	0 a 760	0,04 a -0,04
K	760 a 1200	0,03 a -0,04
	-200 a 0	0,04 a -0,02
N	0 a 500	0,04 a -0,05
	500 a 1372	0,06 a -0,05
T	-200 a 0	0,03 a -0,02
	0 a 600	0,03 a -0,02
R	600 a 1300	0,02 a -0,04
	0 a 1300	0,06 a -0,06
S	-200 a 0	0,04 a -0,02
	0 a 400	0,03 a -0,03
B	-50 a +250	0,02 a -0,02
	250 a 1200	0,05 a -0,005
S	1064 a 1664,5	0,001 a -0,0005
	1664,5 a 1768,1	0,002 a -0,001
B	-50 a +250	0,02 a -0,02
	250 a 1200	0,01 a -0,01
S	1064 a 1664,5	0,0002 a -0,0002
	1664,5 a 1768,1	0,002 a -0,002
B	250 a 700	0,03 a -0,02
	700 a 1820	0,02 a -0,01

Fonte: Adaptado de Omega, 2007.

6.4 ANÁLISE DA INCERTEZA NA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA DE SUPERFÍCIE DOS FEIXES TUBULARES

Nesta etapa, uma avaliação da incerteza nas medições das temperaturas de superfície dos feixes tubulares é realizada. O sistema de medição utilizado foi descrito anteriormente nos itens 3.4 e 5.2. Cabe ressaltar que todas as fontes de incerteza foram avaliadas a partir de informações de fabricantes, normas, artigos técnicos bem como através de uma avaliação dos resultados obtidos numericamente e experimentalmente. Para determinar a incerteza padrão, utilizou-se uma distribuição de probabilidade retangular, em todas as fontes de incerteza e, para a avaliação da incerteza combinada, todas as fontes foram consideradas como não-correlacionadas. Além disso, considerou-se o número de graus de liberdade infinito e uma probabilidade de 95,45%, o que corresponde a um fator de abrangência k igual a 2.

Para as medições das temperaturas de superfície fornecidas pelos sensores blindado e aterrado no superaquecedor final, as incertezas padrão correspondentes às diferentes fontes de incerteza são comparadas para uma temperatura de 580 °C, conforme figura 6.1. As incertezas padrão correspondentes aos sensores instalados no reaquecedor final, para uma temperatura de 580 °C são ilustradas na figura 6.2 .

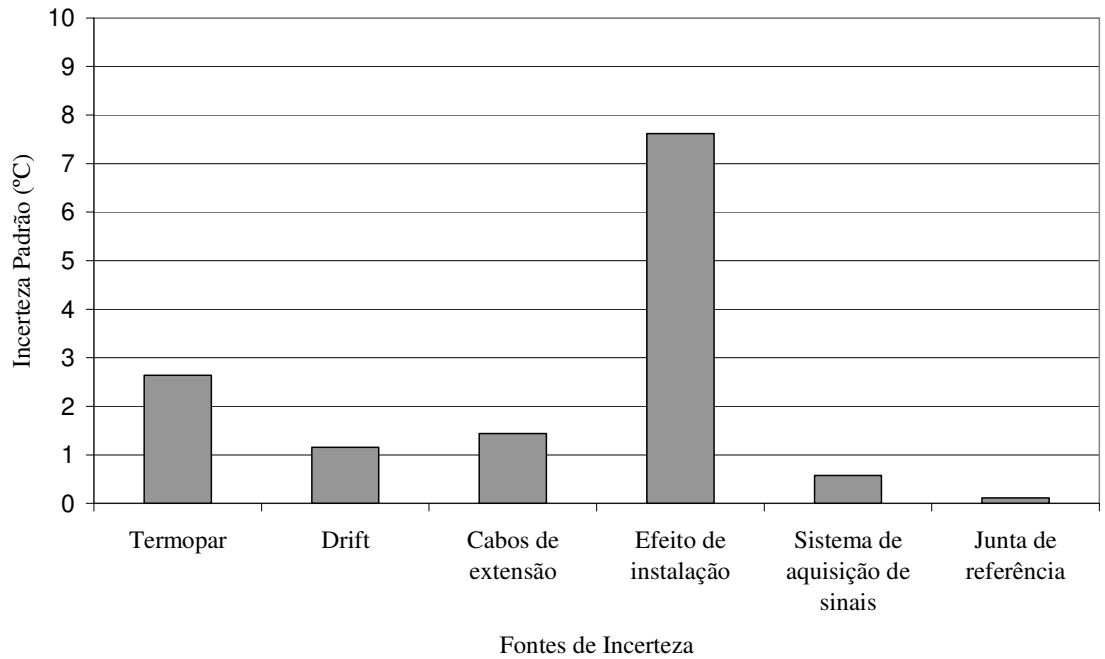


Figura 6.1 – Fontes de incerteza na medição de temperaturas de superfície através dos sensores no superaquecedor final.

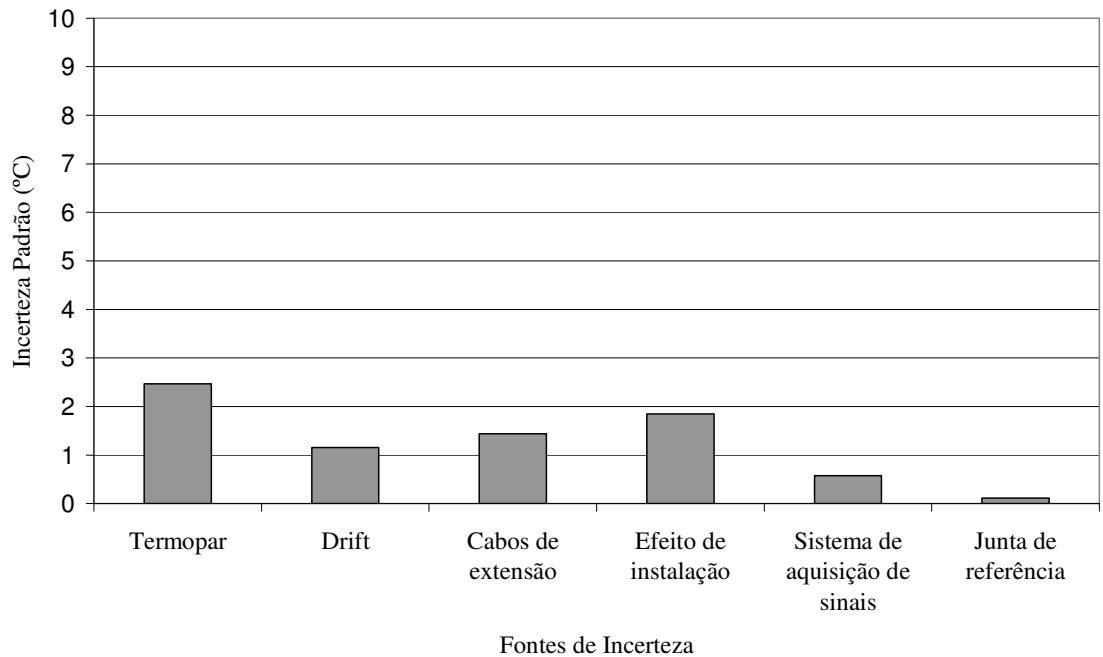


Figura 6.2 – Fontes de incerteza na medição de temperaturas de superfície através dos sensores no reaquecedor final.

Para o supraaquecedor final, pode-se perceber que a fonte de incerteza predominante deve-se ao efeito de instalação dos sensores. Conforme descrito anteriormente no item 6.3.6, esse efeito foi superestimado para que essa fonte de incerteza pudesse ser considerada. Para as medições no reaquecedor final, duas fontes de incertezas são predominantes: o erro devido ao termopar e o efeito de instalação. Como não foi realizado um procedimento de calibração dos termopares antes da instalação nos feixes tubulares, utilizou-se como fonte de incerteza o máximo erro que os termopares podem apresentar. Usualmente, esse valor é menor do que aqueles máximos estipulados por normas. Dessa forma, recomenda-se que nos próximos monitoramentos, que procedimentos de calibração sejam realizados antes da instalação, com o intuito de se obter a incerteza individual de cada termopar instalado.

O efeito de instalação no reaquecedor final não foi tão acentuado como no supraaquecedor final. Isso se deve aos menores níveis de temperatura dos gases de combustão, fazendo com que a quantidade de calor absorvida pelo cabo do termopar e pela proteção externa do sensor aterrado, transferida para a região de monitoramento, fosse menor.

As figuras 6.3 e 6.4 ilustram a incerteza ao longo da faixa de medição para o supraaquecedor final e reaquecedor final, respectivamente.

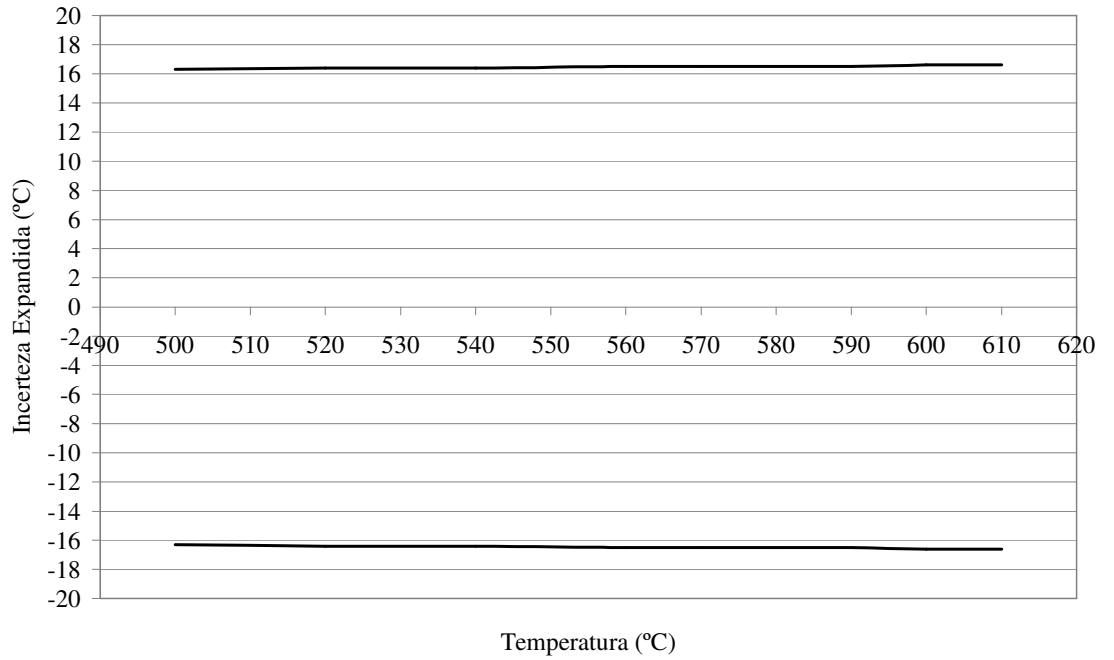


Figura 6.3 – Incerteza da medição das temperaturas de superfície através dos sensores no superaquecedor final.

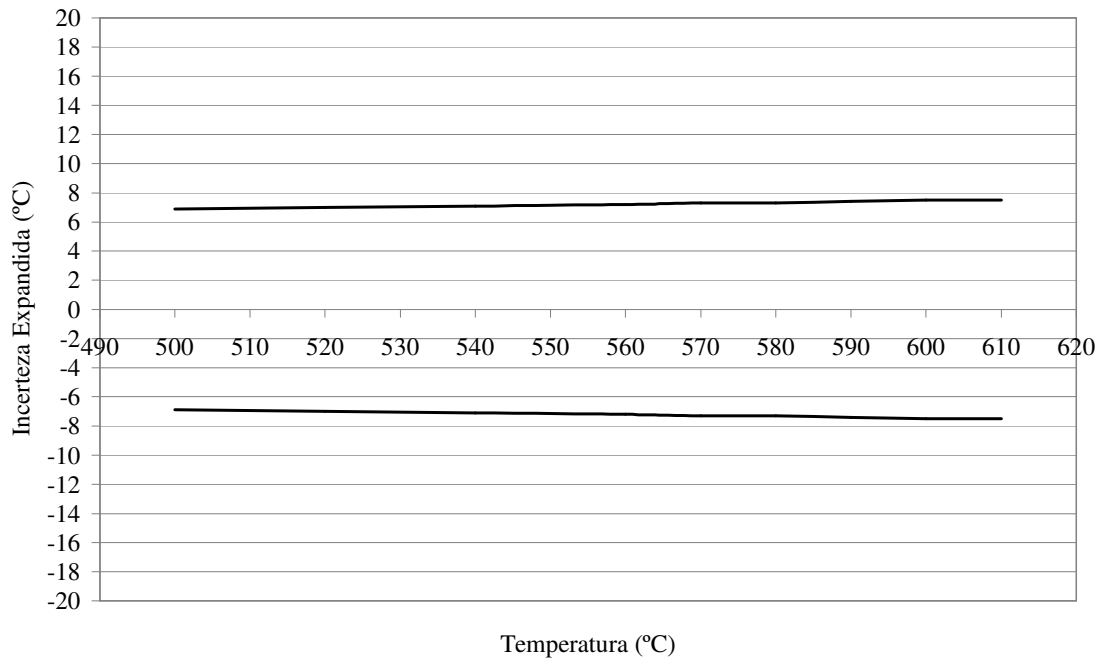


Figura 6.4 – Incerteza da medição das temperaturas de superfície através dos sensores no reaquecedor final.

6.5 ANÁLISE DA INCERTEZA NA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA DOS GASES DE COMBUSTÃO

A avaliação da incerteza para a medição da temperatura dos gases de combustão também é realizada. As incertezas padrão correspondentes às diferentes fontes de incerteza, para uma temperatura de 1000 °C, são comparadas na figura 6.5 e a incerteza expandida para a faixa de medição, com um número de graus de liberdade infinito e uma probabilidade de abrangência de 95,45%, é ilustrada na figura 6.6.

A fonte de incerteza que é predominante se deve ao erro máximo do termopar. Dessa forma, para que o valor correspondente a essa fonte seja reduzido, deve-se efetuar a calibração antes e, se possível, após o monitoramento. Assim, seriam utilizados para compor as fontes de incerteza o polinômio de correção e o valor da incerteza quantificados pelos procedimentos de calibração.

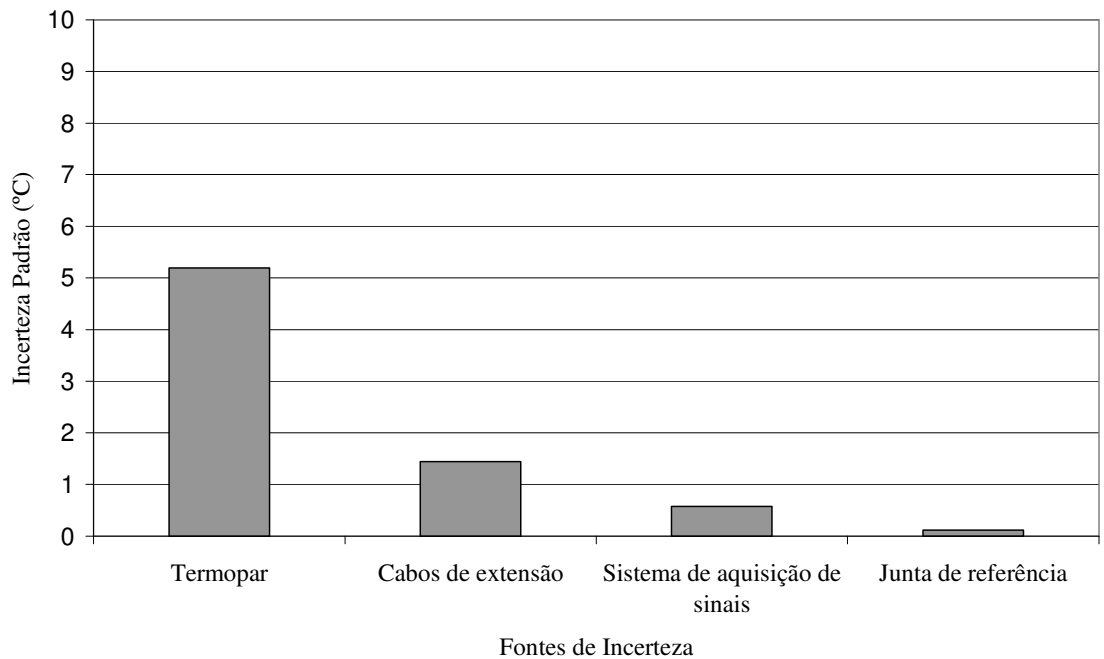


Figura 6.5 – Fontes de incerteza na medição da temperatura dos gases de combustão.

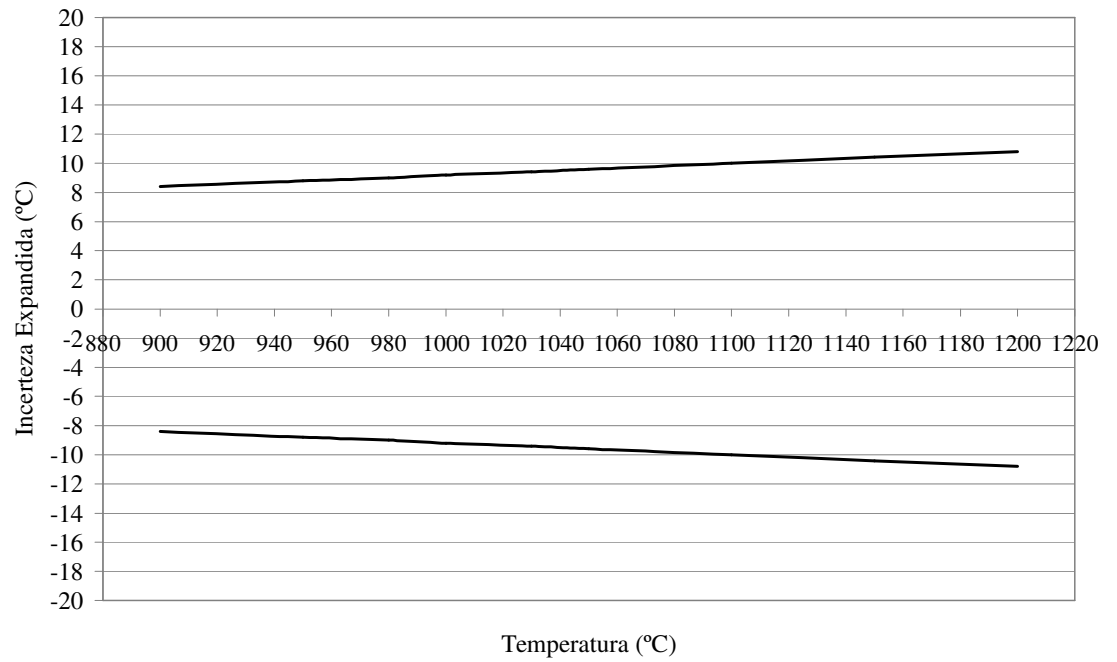


Figura 6.6 – Incerteza da medição da temperatura dos gases de combustão.

7 CONCLUSÕES

7.1 CONCLUSÕES GERAIS E COMENTÁRIOS

Uma metodologia para instrumentação e monitoramento das temperaturas de superfície de feixes tubulares de unidades geradoras de vapor foi proposta. Essa metodologia se baseia na utilização de uma nova configuração de sensor fixado na superfície dos tubos, na região de escoamento dos gases de combustão. A seguir são apresentadas as conclusões pertinentes aos diferentes assuntos abordados neste trabalho bem como as sugestões para trabalhos futuros.

7.1.1 Metodologia para o Monitoramento das Temperaturas de Superfície de Feixes Tubulares

Em termos gerais, considerando-se a metodologia de monitoramento das temperaturas de superfície dos feixes tubulares, pode-se concluir que:

- a metodologia proposta para o monitoramento das temperaturas de superfície de feixes tubulares mostrou-se capaz de fornecer resultados confiáveis;
- a análise baseada em correlações empíricas mostrou que a metodologia até então empregada, através do monitoramento próximo ao coletor de saída, conduz a valores subestimados das temperaturas;
- os termopares de isolamento mineral são capazes de suportarem as severas condições atuantes na região dos feixes tubulares;
- as configurações de sensores desenvolvidos até então, para o monitoramento das temperaturas de superfície, fornecem valores superestimados;
- resultados numéricos e experimentais apontam favoravelmente à utilização do sensor blindado frente às demais configurações;
- o tempo de vida útil dos sensores está relacionado, intrinsecamente, com o *drift* do termopar. Dessa forma, uma adequada escolha do tipo dos termoelementos e do revestimento, deve ser realizada de acordo com o ambiente de aplicação.

7.1.2 Temperaturas Atuantes nos Feixes Tubulares

Com referência às temperaturas atuantes nos feixes tubulares da unidade geradora de vapor pertencente à UTLB, pode-se concluir que:

- a camada de óxido tem um efeito considerável na temperatura de superfície dos feixes tubulares;
- as temperaturas de metal do superaquecedor final são dependentes, principalmente, da potência operacional;
- no reaquecedor final, o estabelecimento das temperaturas dos tubos depende, fortemente, das fileiras de queimadores que se encontram em operação. Maiores níveis de temperaturas são obtidos quando a quarta fileira encontra-se em funcionamento;
- os painéis do reaquecedor final com a configuração alterada apresentaram menores níveis de temperaturas do que aqueles em que a configuração original foi mantida;
- o sentido do ar secundário influencia na distribuição da temperatura entre os feixes tubulares do superaquecedor final;
- a termosonda de imersão é capaz de fornecer valores confiáveis da temperatura dos gases de combustão;
- a medição de velocidade dos gases de combustão, no ponto de monitoramento em que a termosonda foi instalada, é prejudicada pela zona de recirculação do escoamento. Dessa forma, para que se obtenham valores mais representativos, devem-se privilegiar regiões em que o escoamento é bem comportado.

7.1.3 Análise da Incerteza

As conclusões relacionadas à análise da incerteza das medições de temperaturas são:

- a metodologia utilizada para avaliação da incerteza de sistemas automatizados de medição de temperaturas mostrou-se uma ferramenta simples e adequada;
- diversas fontes de incerteza podem estar presentes na medição de temperaturas. A quantificação de todas as fontes de incerteza não é uma tarefa fácil; entretanto, através de cuidados especiais, muitas podem ser levadas a valores desprezíveis;
- a simulação numérica mostrou-se uma ferramenta limitada para análise da influência de instalação dos sensores na superfície dos tubos;

- os elevados valores de incerteza nas medições de temperatura de superfície, deve-se aos valores superestimados adotados para a fonte de incerteza correspondente ao efeito de instalação;
- a calibração dos termopares, antes da instalação na caldeira, é essencial para a redução dos níveis de incerteza na medição das temperaturas.

7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

São sugestões para trabalhos futuros:

- elaboração de uma bancada experimental para que os sensores e termopares sejam testados com um maior controle das condições ambientais. Além disso, será possível determinar com uma maior precisão, a influência de instalação dos sensores nas temperaturas de superfície dos tubos;
- instrumentação e monitoramento do maior número possível de tubos no superaquecedor final e reaquecedor final. Dessa forma, diferentes análises poderão ser realizadas para servir de subsídio na validação de modelos numéricos e conferir segurança à solução definitiva dos problemas associados aos gradientes térmicos;
- desenvolvimento de uma metodologia para o monitoramento permanente da temperatura e velocidade dos gases de combustão, em diferentes pontos da região dos feixes tubulares.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Banco de Informações de Geração**. Disponível em < <http://www.aneel.gov.br/area.cfm?idArea=15&idPerfil=2>>. Acesso em: 27 out.2007.

AGILENT. **Agilent 34970A Data Acquisition User's Guide**. 4.ed. Malaysia: Agilent Technologies. jun.2006

ANDERSON, R.L.; LUDWIG, R.L. **Decalibration of Sheathed Thermocouples**. Temperature, its Measurement and Control in Science and Industry, Pittsburg, v.5, p. 939-947.1982

ANSYS. **Manual Ansys CFX 10.0**. User Contents and Help Files included. USA, 2003.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Manual on the Use of Thermocouple in Temperature Measurements-STP 470 A**, Philadelphia: American Society of Testing and Materials, 1974.

BARP, A.M. **Metodologia de Avaliação e de Gerenciamento da Incerteza de Sistemas de Medição de Temperatura**. 2000. Dissertação. (Mestrado em Metrologia) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC. 1995.

BERNARDINI, P.A.N.; FURUKAWA, E.; BUENO, E. **Identificação de Causa de Fratura em Tubo de Superaquecedor Final da Caldeira No. 5 da UTLB**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1999.(Relatório Técnico para Tractebel Energia).

BENTLEY, R.E.; MORGAN T.L. **Ni-based Thermocouples in the mineral-insulated metal-sheathed format: thermoelectric instabilities to 1100°C**. Journal of Physics E: Scientific Instruments. v.19, n.4, p. 262-268, abr.1986.

BEJAN, A. **Transferência de Calor**. São Paulo: Edgard Blücher. 1996

BP AMOCO. **Statistical Review of World Energy**.. Disponível em: <<http://www.bp.com/genericsection.do>>Acesso em: 29 out. 2007.

BURLEY, N.A.; POWELL, R.L.; BURNS, G.W.; SCROGER, M.G. **The Nicrosil Versus Nisil Thermocouple: Properties and Thermoelectric Reference Data**. National Bureau of Standards. Monografia 161. 1978.

CHÁVEZ, W.; PAREDES, C.; PACHECO, J. **Causas de fallas en calderas**. Revista Tecnológica, v.17. n.1, p. 55-65, 2003.

DOEBELIN, E.O. **Measurement Systems: Application and Design**. 4.ed. New York: McGraw-Hill, 1990.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Plano decenal de Expansão de Energia: 2006-2015**. Disponível em <<http://www.epe.gov.br/Lists/Estudos/Estudos.aspx>>. Acesso em: 27 out. 2007.

FELIPPE, L.; SANTO, E.O. **Caldeiras a Vapor – Análise dos Mecanismos de Falhas/Histórico e Tendências – Experiências na Usina Termoeletrica Jorge Lacerda B – UTLB**. XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Foz do Iguaçu, 1998.

FINNEY, P.F. **Surface Thermocouple**. Int. G01K 7/06, G01K 1/14, G01K 7/02. USA n.PI. 4403200. 23 aug.1977. Disponível em: < <http://patft.uspto.gov>>. Acesso em: 17 mai. 2007.

FINNEY, P.F. **Thermocouple and Method of Making the Thermocouple and of Mounting the Thermocouple on a Heat Exchanger Tube**. Int. H01L 35/02. USA n.PI. 4477687. 26 out.1984. Disponível em: < <http://patft.uspto.gov>>. Acesso em: 17 mai. 2007.

GRANAHAN, E.A.;PAULSON, C.H. **Tube Skin Thermocouple and Method of Making Same**. Int. H01L 35/02. USA n.PI. 4164433. 14 aug.1979. Disponível em: < <http://patft.uspto.gov>>. Acesso em: 17 mai. 2007.

HANSEN, P.F. **Surface Thermocouple Assembly**. USA n.PI. 3143439. 4 aug.1964. Disponível em: < <http://patft.uspto.gov>>. Acesso em: 17 mai. 2007.

HERTZBERG, R.W. **Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials**. New York: John Wiley and Sons, 1996.

HOESCHELE, D.F. **Analog-to-Digital and Digital-to-Analog Conversion Techniques**. 2 ed. New York: John Wiley and Sons, 1994.

HUMPHREYS, C.G.R. **Thermocouples for Furnace-Tube Surface Temperature Measurements**. Combustion, v.16, n.6, p. 53-55, dez.1944.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 5.ed. Rio de Janeiro: LTC. 2003.

ISO;et.al. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição**. 3.ed. Rio Janeiro: INMETRO, 2003.

KERLIN, T.W.;SHEPHARD, R.L. **Industrial Temperature Measurement**. New York: ISA, 1982.

LEE, F.C.C.; LOCKWOOD, F.C. **Modeling Ash Deposition in Pulverized Coal-Fired Applications**, Progress in Energy and Combustion Science, v. 25, p. 117-132, 1999.

LEFREVE, E.J.; EDE, E.J. **Laminar Free Convection from the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder**. 9th International Congress on Applied Mechanics, Bruxelas. 1956. *Anais...* Bruxelas: 1956. v.4. p. 175-183.

MALISKA, C.R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC. 2004.

MENDES, L.J.N.; BAZZO, E.; AZEVEDO, J.L.T. **A RANS Analysis of the Ash Particle Deposition Around a Boiler Superheater Tube**. 9 th. International Conference on Energy for Clean Environment, Póvoa de Varzim, Portugal. 2007.

MENDES, R. **Análise do Acoplamento Pressão-Velocidade nas Equações de Navier-Stokes Utilizando Método dos Volumes Finitos Baseado em Elementos e Solução Acoplada**. 2007. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MENTER, F.R. **Influence of Free Stream Values on $k-\omega$ Turbulence Model Predictions**. AIAA Journal, 30(6), p. 1657-1659. 1992.

OMEGA. **ITS-90 Thermocouple Direct & Inverse Polynomials**. Disponível em: < <http://www.omega.com/temperature/Z/zsection.asp>> Acesso em: 22 jun. 2007.

RAITHBY, G.D. **Equations of motion for reacting, particle-laden flows**. 1991 (Progress Report, Thermal Science Ltda, provided to EMR).

REINALDO, R.F. **Estudo Numérico da Transferência de Calor e Deposição de Cinzas em Caldeiras com Queima de Carvão Pulverizado**. 2004. Tese. (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

RHIE, C.M.; CHOW, W.L. **A Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Isolated Airfoil with Trailing Edge Separation**. AIAA Paper 82-0998, 1982.

RODI, W.; SCHEURER, G. **Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows – a Review**. AIAA J.23, 1308.

SIEGEL, R.; HOWELL, J. **Thermal Radiation Heat Transfer**. 4.ed. New York: Taylor & Francis. 2002.

WANNAMAKER, D.; POECHMAN, P.; BALDOCK, M. **Thermocouple Connector**. Int. G01K 1/14, G01K 7/06, G01K 1/12, H01L 35/02. USA n.PI. 5141335. 25 aug. 1992. Disponível em: <<http://patft.uspto.gov>>. Acesso em: 17 mai. 2007.

WHIPPLE, R.D. **Thermocouple**. USA n.PI. 2207647. 9 jul. 1940. Disponível em: <<http://patft.uspto.gov>>. Acesso em: 17 mai. 2007.

WILCOX, D.C. **Turbulence Modelling for CFD**. DCW Industries, Inc., Canadá, 1993.

VIESER, W.; ESCH, T.; MENTER, F. **Heat Transfer Using Advanced Two-Equation Turbulence Models**. 2002. (CFX Validation Report 10/0602)

INTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. **Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais Gerais de Metrologia**. 5.ed. Rio de Janeiro: Editora Senai. 2007

VISKANTA, R.; MENGÜC, M.P. **Radiation Heat Transfer in Combustion Systems**. Progress Energy and Combustion Science. v.13, p. 97-160, 1987.

UNIFRAX. **Especificação de Produto - Flocos de Fibra Cerâmica HA**. Disponível em: <http://www.unifrax.com.br/principal/fichas_tecnicas/flocos/index.asp> Acesso em: 10 mar. 2007.

APÊNDICE A – PROCEDIMENTO PARA AVALIAÇÃO DA INCERTEZA

A seguir é apresentado um procedimento para a análise de incerteza aplicado à sistemas automatizados de medição de temperatura. Este procedimento proposto por Barp (2000) baseou-se no ISO-GUM. Basicamente, são estabelecidas as seguintes etapas:

- Modelar o sistema de medição;
- Determinar a resposta nominal do sistema de medição;
- Identificar fontes de incerteza;
- Avaliar e quantificar a influência de cada fonte;
- Determinar a incerteza padrão;
- Determinar a incerteza combinada;
- Determinar a incerteza expandida;

A.1 MODELAR O SISTEMA DE MEDIÇÃO

Em situações onde o mensurando não é determinado diretamente pelo sistema de medição, deve-se modelá-lo matematicamente. Dessa forma a estimativa do mensurando y , é determinado por uma função f que relaciona estimativas das grandezas x_1, x_2, \dots, x_N . Dependendo do comportamento do sistema de medição, a função utilizada pode ser uma equação algébrica ou uma equação diferencial. Isso é definido pela dinâmica do processo a ser medido e da resposta do sistema de medição.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (\text{A.1})$$

Essas estimativas de entrada podem também, se for o caso, serem consideradas como mensurandos e depender de outras grandezas, resultando em uma função encadeada de y . No caso da grandeza temperatura, a sua estimativa pode ser obtida de forma direta, dispensando qualquer tipo de modelo matemático.

A.2 DETERMINAÇÃO DA RESPOSTA NOMINAL DO SISTEMA DE MEDIÇÃO

Desenvolvido o modelo, o valor esperado da cadeia de medição para uma dada temperatura é determinado utilizando-se os parâmetros ideais ou que representem o sistema de medição. Se esse procedimento for repetido para diferentes valores de temperatura, é possível se obter uma estimativa da resposta da cadeia para uma faixa de medição de interesse e, posteriormente, analisar a incerteza ao longo da faixa.

A.3 IDENTIFICAR AS FONTES DE INCERTEZA

Essa é uma das tarefas mais críticas na análise de incerteza de um sistema de medição. Conforme ISO *et.al.* (2003), para situações onde não se conhecem informações sobre o processo a medir, é adequado que uma maior quantidade possível de fontes de incerteza sejam relacionadas e avaliadas e, somente após conhecer o grau de contribuição de cada uma, pode-se desprezar as incertezas menos significativas como forma de simplificação.

A.4 AVALIAR E QUANTIFICAR A INFLUÊNCIA DE CADA FONTE

Nessa etapa, deve-se determinar qual a magnitude das fontes de incerteza que foram previamente identificadas. Esse procedimento, pode ser realizado de três diferentes formas conforme descritas à seguir.

A.4.1 Conhecimento “a priori”

Essa forma de avaliação é caracterizada por qualquer tipo de informação que possa ser utilizada a respeito da medição. Na maioria das vezes, a magnitude da incerteza é determinada por esse tipo de informação, que pode ser obtida através de folhas de dados do fabricante,

normas, artigos, livros e também pela experiência do avaliador. Os catálogos técnicos fornecidos pelos fabricantes são uma das principais fontes de informações disponíveis ao avaliador da incerteza. Geralmente nessas fontes são encontradas informações necessárias para caracterizar e avaliar a parcela da incerteza em análise. Contudo, alguns cuidados devem ser tomados, principalmente com relação aos termos técnicos e aos valores de referência utilizados.

A.4.2 Experimentação

A experimentação é geralmente empregada quando as informações necessárias não estão disponíveis ou estão quantificadas inadequadamente. Esse modo de avaliação pode ser caracterizado pela obtenção direta da informação desejada através de medições com instrumentos que atendam a incerteza requerida. Contudo, nesse tipo de análise é requerido tempo e recursos financeiros, que muitas vezes a tornam impraticável.

A.4.3 Simulação Numérica

A aplicação da simulação numérica é fundamental quando existem dificuldades na obtenção de valores de uma parcela da incerteza a partir de uma avaliação experimental ou teórica. Entretanto, algumas restrições do método numérico podem, muitas vezes, impedir que resultados confiáveis sejam obtidos, como por exemplo, o próprio erro numérico ou a definição incorreta dos modelos matemáticos ou condições de contorno.

A.5 DETERMINAR A INCERTEZA PADRÃO

Depois de quantificada a magnitude da incerteza de uma determinada fonte, deve-se convertê-la para uma incerteza padrão. Dessa forma, é possível a comparação e a combinação com as demais fontes de incerteza. Cada estimativa de entrada x_i e sua incerteza padrão

associada $u(x_i)$, são obtidas de uma distribuição de valores possíveis da grandeza de entrada X_i . Essa distribuição de probabilidade pode ser baseada em uma análise estatística (avaliação do tipo A) ou pode ser uma distribuição a priori (avaliação do tipo B).

A.5.1 Avaliação da incerteza padrão do tipo A

Na maioria dos casos, a melhor estimativa disponível da esperança ou valor esperado de uma grandeza que varia aleatoriamente e para qual n observações independentes q_k foram obtidas sob as mesmas condições, é a média aritmética das observações conforme equação A.2.

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (\text{A.2})$$

As observações individuais q_k diferem em valor devido às variações aleatórias, ou efeitos aleatórios, nas grandezas de influência. Embora não seja possível compensar o erro aleatório de um resultado de medição, ele pode geralmente ser reduzido aumentando-se o número de observações (ISO-GUM, 2003)

A variância experimental das observações, que estima a variância da distribuição de probabilidade de q , é dada por:

$$s^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2 \quad (\text{A.3})$$

Essa estimativa da variância e o desvio padrão experimental, dado pela Equação A.4, caracterizam a variabilidade dos valores q_k observados ou, mais especificamente, sua dispersão em torno de sua média, e podem ser usados como uma medida da incerteza de \bar{q} .

$$s(\bar{q}) = \frac{s(q_k)}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.4})$$

A.5.2 Avaliação da incerteza padrão do tipo B

Para uma estimativa de uma grandeza X_i que não tenha sido obtida através de observações repetidas, a variância estimada associada $u^2(x_1)$ ou a incerteza padrão $u(x_1)$ é avaliada por julgamento científico, baseando-se em todas as informações disponíveis sobre a possível variabilidade de X_i (ISO *et.al.*, 2003). É importante salientar que uma avaliação do tipo B da incerteza padrão, pode ser tão confiável quanto uma avaliação do tipo A, especialmente numa situação em que a avaliação do tipo A é baseada em um número pequeno de observações. Essas informações podem ser obtidas através de:

- Dados de medições anteriores;
- Especificações do fabricante;
- A experiência ou o conhecimento geral do comportamento e propriedades de materiais e instrumentos relevantes;
- Dados fornecidos em certificados de calibração, normas e relatórios.

Dependendo do conhecimento acerca das fontes de incerteza e da forma como estas foram avaliadas, diferentes distribuições de probabilidade poderão ser adotadas (figura A.1). A distribuição normal apresenta uma maior probabilidade de ocorrência no centro da distribuição e é utilizada, quando provém de dados de avaliações anteriores como calibração ou outras avaliações de incerteza. Já o uso da distribuição triangular, é aplicado quando a incerteza está limitada entre dois extremos e possui maior probabilidade de estar localizada no centro da distribuição. A distribuição retangular é utilizada quando se possui os limites extremos da variação da grandeza e existe igual probabilidade de apresentar qualquer valor dentro desses limites. Na tabela A.1 são descritas as expressões utilizadas para o cálculo da incerteza padrão para os diferentes tipos de distribuição de probabilidade.

Quando não há conhecimento específico sobre os valores possíveis de X_i dentro do intervalo, pode-se supor que é igualmente provável que X_i esteja em qualquer lugar dentro dele, com probabilidade zero de estar fora. Dessa forma, utiliza-se a distribuição retangular.

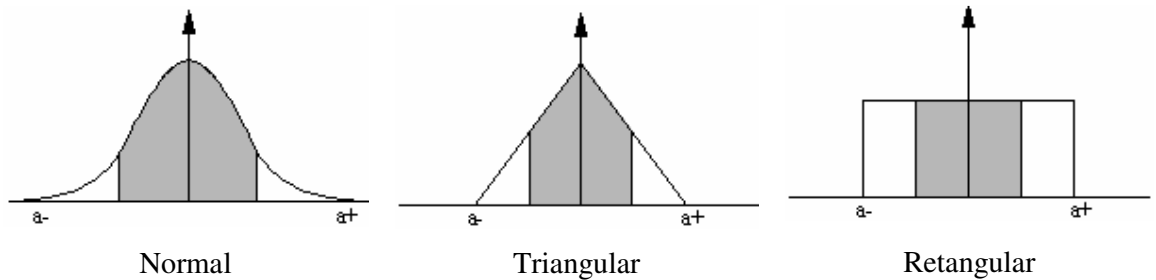


Figura A.1 – Distribuições de probabilidade.

Tabela A.1 – Incerteza padrão para diferentes distribuições de probabilidade.

Distribuição normal	Distribuição triangular	Distribuição retangular	
$u_x = \frac{a}{2}$	$u_x = \frac{a}{\sqrt{6}}$	$u_x = \frac{a}{\sqrt{3}}$	(A.5)

A.6 DETERMINAR A INCERTEZA PADRÃO COMBINADA

O desvio padrão estimado, associado com a estimativa de saída ou resultado de medição, chamado incerteza padrão combinada, é determinada pelo desvio padrão associado à cada estimativa de entrada. A determinação da incerteza padrão combinada depende da classificação dos tipos de grandezas de entrada, podendo estas serem classificadas como correlacionadas e não-correlacionadas.

Grandezas de entrada não correlacionadas, são aquelas que podem ser consideradas independentes. Nesse caso, a incerteza padrão combinada é a raiz quadrada positiva da variância combinada, a qual é avaliada por:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (\text{A.6})$$

Para grandezas de entrada correlacionadas, a expressão apropriada para a variância combinada é descrita na equação A.7:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j) \quad (\text{A.7})$$

As derivadas parciais $\partial f/\partial x_i$ são denominadas coeficientes de sensibilidade, e descrevem como a estimativa de saída y varia com alterações nos valores das estimativas de entrada x_N . De um modo geral, indica o grau de influência que determinadas variáveis têm na incerteza combinada. No caso de grandezas de entrada correlacionadas, x_i e x_j são as estimativas de X_i e X_j e $r(x_i, x_j)$ é o coeficiente de correlação entre elas. Barp (2000) descreve que para avaliações do tipo A, o coeficiente de correlação e a covariância estimada podem ser determinados pelas equações A.8 e A.9, respectivamente.

$$r(x_i, x_j) = \frac{u(x_i, x_j)}{u(x_i)u(x_j)} \quad (\text{A.8})$$

$$u(x_i, x_j) = \frac{1}{n(n-1)} \sum_{k=1}^N (x_{ik} - x_i)(x_{jk} - x_j) \quad (\text{A.9})$$

No caso de avaliações do tipo B, o coeficiente de correlação é determinado com base no conhecimento do avaliador e devem assumir valores entre -1 e 1. Se as estimativas x_i, x_j são independentes, o coeficiente de correlação assume valor 0 e a equação A.7 torna-se a equação A.6.

A.7 DETERMINAR A INCERTEZA EXPANDIDA

Embora a incerteza padrão possa ser usada para expressar a incerteza de um resultado de medição, é necessário em muitas situações que se forneça a incerteza associada a uma probabilidade maior do que 68%. Para isso é necessário multiplicar a incerteza padrão por um fator de abrangência k conforme equação A.10.

$$U = k \cdot u_c(y) \quad (\text{A.10})$$

Dessa forma, o resultado de uma medição é, então, convenientemente expresso como:

$$Y = y \pm U \quad (\text{A.11})$$

O fator de abrangência é dependente dos graus de liberdade efetivos do balanço de incerteza e do nível de confiança utilizado. A forma usual de se determinar o número de graus de liberdade efetivos associados à incerteza combinada é através da equação de Welch-Satterwaite.

$$v_{\text{eff}} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4(y)}{v_i}} \quad (\text{A.12})$$

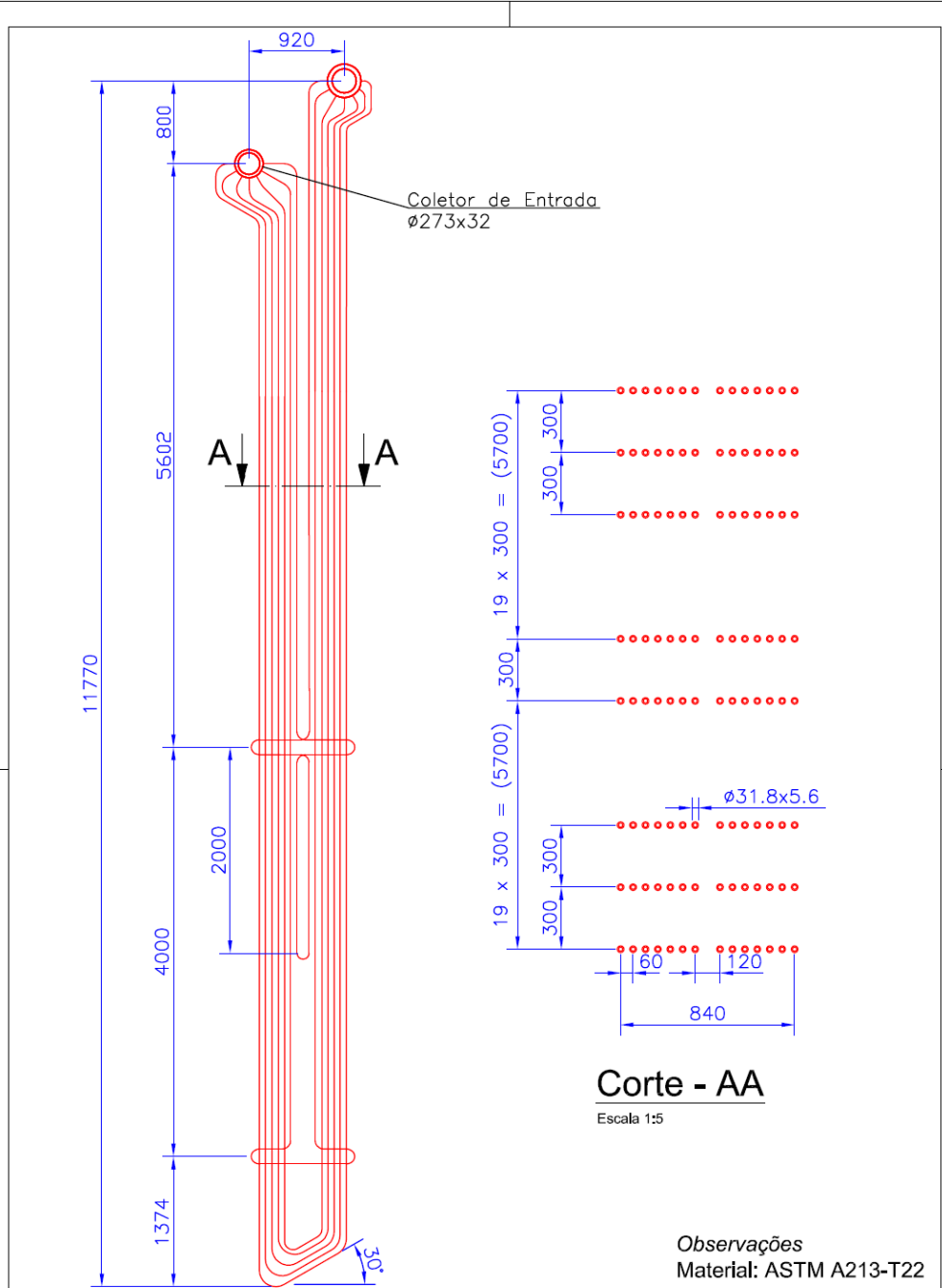
A cada incerteza padrão, estará associado um determinado número de graus de liberdade. Para o caso de avaliações de incerteza do tipo B, em termos práticos, recomenda-se que quando não é informado o número de graus de liberdade associados, pode-se considerá-lo como sendo infinito. De posse dos valores de graus de liberdade, pode-se determinar o valor de k associado a um nível de probabilidade desejado através da tabela A.2.

Tabela A.2 – Valores do fator de abrangência

Graus de Liberdade (v)	Nível de Probabilidade					
	68,27 %	90%	95%	95,45%	99%	99,73%
1	1,84	6,31	12,71	13,97	63,66	235,80
2	1,32	2,92	4,30	4,53	9,92	19,21
3	1,20	2,35	3,18	3,31	5,84	9,22
4	1,14	2,13	2,78	2,87	4,60	6,62
5	1,11	2,02	2,57	2,65	4,03	5,51
10	1,05	1,81	2,23	2,28	3,17	3,96
15	1,03	1,75	2,13	2,18	2,95	3,59
20	1,03	1,72	2,09	2,13	2,85	3,42
25	1,02	1,71	2,06	2,11	2,79	3,33
30	1,02	1,70	2,04	2,09	2,75	3,27
35	1,01	1,70	2,03	2,07	2,72	3,23
∞	1,00	1,645	1,96	2,00	2,576	3,00

Fonte: Adaptado de ISO *et.al.*, 2003.

ANEXO A – SUPERAQUECEDOR FINAL E REAQUECEDOR FINAL

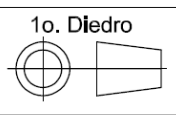


Corte - AA
Escala 1:5

Observações
Material: ASTM A213-T22

Projeto	Skoda	Data	04/09/78
Desenhado	Eng. Rodrigo Corrêa	Data	02/01/08
Corrigido		Data	
Aprovado		Data	

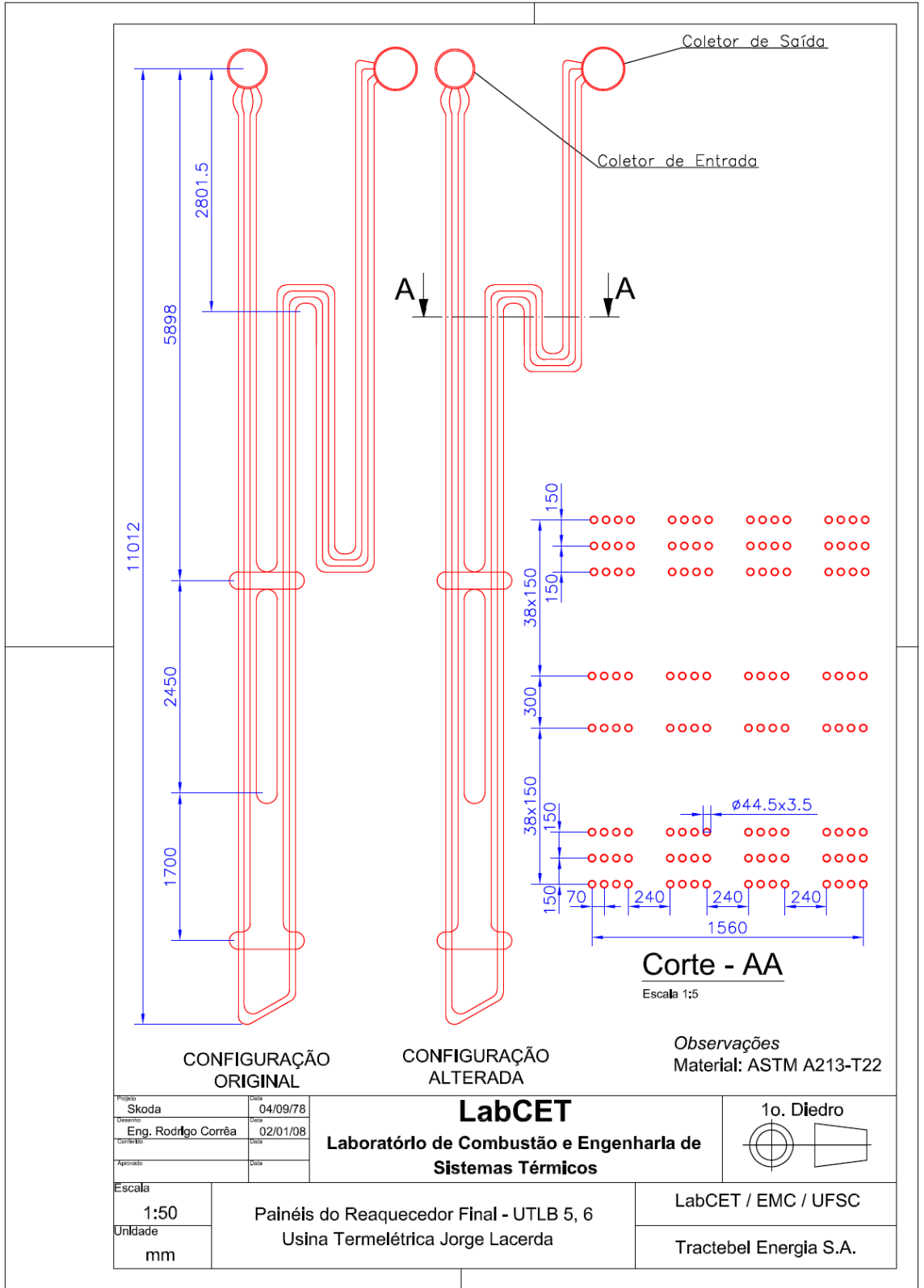
LabCET
Laboratório de Combustão e Engenharia de
Sistemas Térmicos



Escala
1:50
Unidade
mm

Painéis do Superaquecedor Final - UTLB 5, 6
Usina Termelétrica Jorge Lacerda

LabCET / EMC / UFSC
Tractebel Energia S.A.



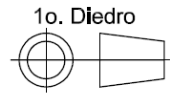
CONFIGURAÇÃO ORIGINAL

CONFIGURAÇÃO ALTERADA

Observações
Material: ASTM A213-T22

Projeto	Skoda	Data	04/09/78
Desenho	Eng. Rodrigo Corrêa	Data	02/01/08
Conteúdo		Data	
Aprovado		Data	

LabCET
Laboratório de Combustão e Engenharia de
Sistemas Térmicos



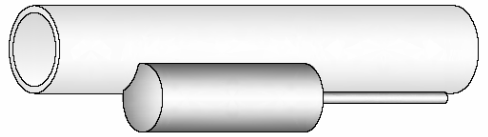
Escala	1:50
Unidade	mm

Painéis do Reaquecedor Final - UTLB 5, 6
Usina Termelétrica Jorge Lacerda

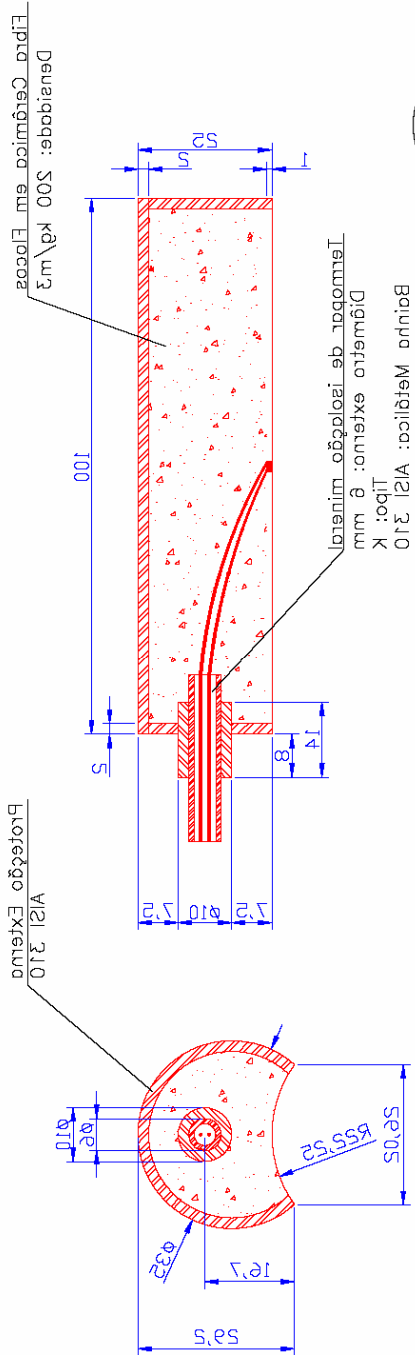
LabCET / EMC / UFSC

Tractebel Energia S.A.

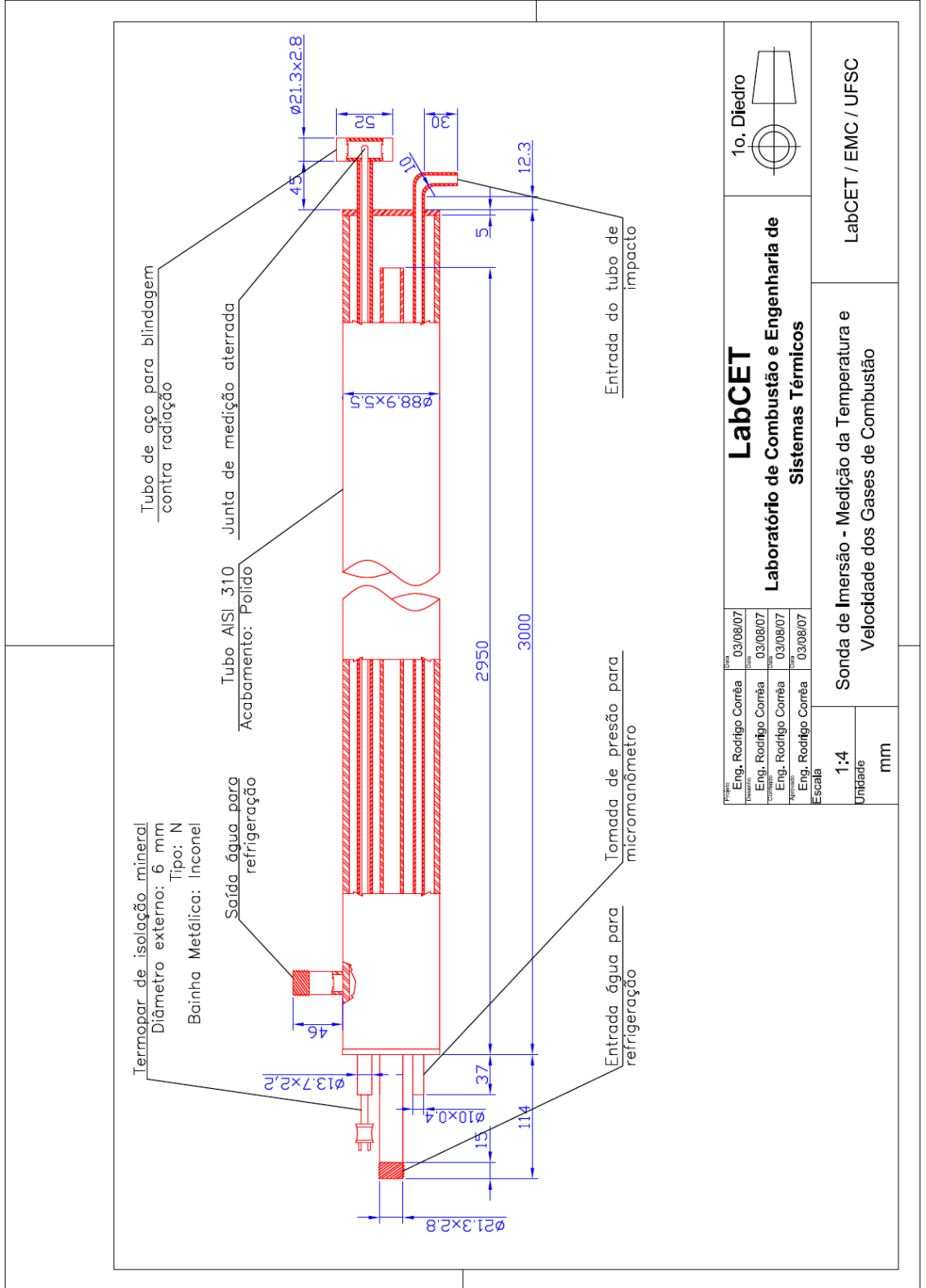
ANEXO B – SENSOR BLINDADO



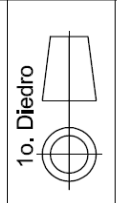
mm		Substância de Tipos do Resfriamento Líquido		FAPCEL \ EMC \ UE-8C	
Escala		Sensores Bimétricos - Medição da Temperatura de			
1:1					
Emit. Projeção Cônicas		Emit. Projeção Cônicas		Sistemas Térmicos	
03/08/01		03/08/01		FAPCEL	
Emit. Projeção Cônicas		Emit. Projeção Cônicas		Dispositivo de Comparação e Engenharia de	
03/08/01		03/08/01			
Emit. Projeção Cônicas		Emit. Projeção Cônicas		1º Dia	
03/08/01		03/08/01			



ANEXO C – TERMOSONDA DE IMERSÃO



Projeto	Eng. Rodrigo Corrêa	Data	03/08/07
Verificado	Eng. Rodrigo Corrêa	Data	03/08/07
Comprovado	Eng. Rodrigo Corrêa	Data	03/08/07
Aprovado	Eng. Rodrigo Corrêa	Data	03/08/07
Escala			



LabCET
Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos

Sonda de Imersão - Medição da Temperatura e Velocidade dos Gases de Combustão

LabCET / EMC / UFSC

Escala: 1:4
Unidade: mm

ANEXO D – ALGORITMO DE SOLUÇÃO PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A seguir é apresentado o algoritmo de solução elaborado no *software* EES para a determinação dos coeficientes de transferência de calor para o superaquecedor final.

```

-----
1 - DADOS DE ENTRADA
-----
"1.1 - FEIXE TUBULAR"
D_externo=0,0318 [m]           "Diâmetro externo do tubo [m]"
e_tubo=0,0056 [m]             "Espessura do tubo [m]"
e_oxido=0,00015 [m]           "Espessura da camada de óxido [m]"
N_p=40                         "Número de painéis"
N_f=14                         "Número de fileiras total"
k_tubo=21,9                    "Condutibilidade térmica do material do tubo"
k_oxido=0,59                   "Condutibilidade térmica do óxido - Reinaldo
(2004)"
S_t=0,300 [m]                 "Espaçamento transversal ao fluxo [m]"
S_p=0,060 [m]                 "Espaçamento paralelo ao fluxo [m]"
Epsilon_parede=0,85           "Emissividade da parede dos tubos- Reinaldo
(2004) "
L=8 [m]                        "Comprimento dos tubos de cada fileira [m]"

"1.2 - VAPOR"
T_evapor=701,15 [K]           "Temperatura do vapor no coletor de entrada [K]"
T_svapor=800,5 [K]            "Temperatura do vapor no coletor de saída [K] "
P_vapor=12160000 [Pa]         "Pressao do vapor no feixe tubular [Pa]"
m_dot_vapor=109,72 [kg/s]     "Vazão mássica de vapor total [kg/s]"

"1.3 - GASES DE COMBUSTÃO"
T_egases=1300 [K]             "Temperatura média dos gases na entrada [K]"
V_egases=5 [m/s]              "Velocidade média dos gases na entrada [K]"
P_gases=101325 [Pa]           "Pressão dos gases no feixe tubular [Pa]"
m_dot_gases=164,8 [kg/s]      "Vazão mássica dos gases [kg/s]"
x_co2=13,7                     "Fração volumétrica do CO2 [%]"
x_h2o=9,33                     "Fração volumétrica do H2O [%]"

-----
2 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO FEIXE TUBULAR
-----
D_interno=D_externo-2*e_tubo   "Diâmetro interno do tubo sem camada de óxido
[m]"
D_interno_util=D_interno-2*e_oxido "Diâmetro interno com camada de óxido [m]"
r_externo=D_externo/2         "Raio externo do tubo [m]"
r_interno=D_interno/2         "Raio interno do tubo [m]"
r_interno_util=D_interno_util/2 "Raio interno útil do tubo [m]"
A_troca_fileira=2*Pi*(D_externo/2)*L*N_p "Área de troca de cada fileira [m2]"
A_troca_passe1=A_troca_fileira*(N_f/2) "Área de troca do primeiro passe [m2]"
A_troca_passe2=A_troca_fileira*(N_f/2) "Área de troca do segundo passe [m2]"
A_troca_total=A_troca_passe1+A_troca_passe2 "Área de troca total [m2]"
L_passe1=(L)*(N_f/2)*N_p     "Comprimento total de tubos no primeiro passe
[m]"
L_passe2=(L)*(N_f/2)*N_p     "Comprimento total de tubos no segundo passe
[m]"
L_total=L_passe1+L_passe2    "Comprimento total de tubos [m]"

```

 3 - ESCOAMENTO INTERNO - VAPOR

"3.1- PROPRIEDADES DO VAPOR COM BASE NA TEMPERATURA MÉDIA"

$T_{mvapor}=(T_{evapor}+T_{svapor})/2$ "Temperatura média do vapor no feixe tubular [K]"
 $\rho_{vapor}=\text{Density}(\text{Steam};T=T_{mvapor};P=P_{vapor})$ "Densidade do vapor [kg/m3]"
 $cp_{vapor}=\text{Cp}(\text{Steam};T=T_{mvapor};P=P_{vapor})$ "Calor específico do vapor [J/kgK]"
 $\mu_{vapor}=\text{Viscosity}(\text{Steam};T=T_{mvapor};P=P_{vapor})$ "Viscosidade dinâmica do vapor [kg/ms]"
 $k_{vapor}=\text{Conductivity}(\text{Steam};T=T_{mvapor};P=P_{vapor})$ "Condutibilidade térmica do vapor [W/mK]"
 $Pr_{vapor}=\text{Prandtl}(\text{Steam};T=T_{mvapor};P=P_{vapor})$ "Prandtl do vapor"
 $h_{evapor}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};T=T_{evapor};P=P_{vapor})$ "Entalpia do vapor na entrada"
 $h_{svapor}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};T=T_{svapor};P=P_{vapor})$ "Entalpia do vapor na saída"

"3.2 - CONVECÇÃO INTERNA"

$m_{dot_vazaovaportubo}=m_{dot_vapor}/(N_p*N_f/2)$ "Vazão mássica de vapor por tubo [kg/s]"
 $A_{internatubo_util}=(\pi*D_{interno_util}^2)/4$ "Área interna do tubo [m2]"
 $m_{dot_vazaovaportubo}=\rho_{vapor}*V_{vapor}*A_{internatubo_util}$ "Velocidade de escoamento do vapor no tubo [m/s]"
 $Reynolds_vapor=(\rho_{vapor}*V_{vapor}*D_{interno_util})/\mu_{vapor}$ "Número de Reynolds do vapor"
 $Nusselt_vapor=0,023*Reynolds_vapor^{0,8}*Pr_{vapor}^{0,4}$ "Número de Nusselt do vapor"
 $Nusselt_vapor=h_{conv_int}*D_{interno_util}/k_{vapor}$ "Coeficiente interno de transferência de calor [W/m2K]"

"3.3 - APLICAÇÃO DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA"

$q_{dot_total}=m_{dot_vapor}*(h_{svapor}-h_{evapor})$

 4 - ESCOAMENTO EXTERNO - GASES DE COMBUSTÃO

"4.1 - ESTIMATIVA DA TEMPERATURA DE SAÍDA E MÉDIA DOS GASES DE COMBUSTÃO"

$h_{egases}=\text{Enthalpy}(\text{Air};T=T_{egases})$ "Entalpia de entrada dos gases [J/kg]"
 $q_{dot_total}=m_{dot_gases}*(h_{egases}-h_{sgases})$ "Entalpia de saída dos gases [J/kg]"
 $T_{sgases}=\text{Temperature}(\text{Air};h=h_{sgases})$ "Temperatura de saída dos gases [K]"
 $T_{mgases}=(T_{egases}+T_{sgases})/2$ "Temperatura média dos gases [K]"

"4.2 - PROPRIEDADES DOS GASES DE COMBUSTÃO COM BASE NA TEMPERATURA DE FILME"

$\rho_{gases_filme}=\text{density}(\text{Air};T=T_{filme};P=P_{gases})$ "Densidade dos gases na temperatura de filme [kg/m3]"
 $\mu_{gases_filme}=\text{Viscosity}(\text{Air};T=T_{filme})$ "Viscosidade dos gases na temperatura de filme [kg/ms]"
 $Pr_{gases_filme}=\text{prandtl}(\text{Air};T=T_{filme})$ "Prandtl dos gases na temperatura de filme"
 $k_{gases_filme}=\text{conductivity}(\text{Air};T=T_{filme})$ "Condutibilidade térmica dos gases na temperatura de filme [W/mK]"

"4.3 - CONVECÇÃO EXTERNA"

$V_{maxgases}=V_{egases}*((S_t)/(S_t-D_{externo}))$ "Velocidade máxima de escoamento dos gases [m/s]"
 $Reynolds_gases=(\rho_{gases_filme}*V_{maxgases}*D_{externo})/\mu_{gases_filme}$ "Número de Reynolds"
 $f_1=0,0002*N_f^3-0,0078*N_f^2+0,0933*N_f+0,6268$ "Fator de correção"
 $Nusselt_gases=0,27*f_1*Reynolds_gases^{(0,63)}*Pr_{gases_filme}^{(0,36)}$ "Número de Nusselt dos gases"
 $Nusselt_gases=(h_{conv_ext}*D_{externo})/k_{gases_filme}$ "Coeficiente de transferência de calor externo"
 $q_{dot_conv}=h_{conv_ext}*A_{troca_total}*(T_{mgases}-T_{mparede})$ "Calor trocado por convecção [W]"

"4.4 - RADIAÇÃO GASOSA"

$$p_{co2}=x_{co2}/100 * P_{gases}/101325$$

$$p_{h2o}=x_{h2o}/100 * P_{gases}/101325$$

$$L_e=0,85 * (4/Pi * (s_p * S_t) / (D_{externo}^2) - 1) * D_{externo}$$

$$f_{involucro_cinzas}=(Epsilon_{parede}+1)/2$$

$$c_1=p_{co2} * L_e$$

$$epsilon_{co2}=0,08$$

$$c_2=p_{h2o} * L_e$$

$$epsilon_{h2o}=0,06$$

$$f_{co2}=1$$

$$sigma=0,0000000567$$

$$c_3=(p_{h2o}+p_{gases}/101325)/2$$

$$f_{h2o}=1$$

$$c_4=p_{h2o}/(p_{h2o}+p_{co2})$$

$$c_5=(p_{h2o}+p_{co2}) * L_e$$

$$DELTA_epsilon=0,015$$

"Pressão parcial do Co2 [atm]"

"Pressão parcial do h2o [atm]"

"Espessura da camada efetiva gasosa"

"Fator de correção para invólucros cinzas"

" Dado de entrada Fig 12.4 Bazzo(1995)"

"Emissividade do CO2 - Fig 12.4 Bazzo(1995)"

" Dado de entrada da Fig 12.5 Bazzo(1995)"

"Emissividade do H2O Fig 12.5 Bazzo(1995)"

" Fator de correção da emissividade do CO2

Fig 12.6 Bazzo(1995)"

"Constante de Stefan-Boltzman [W/m²K⁴]"

"Dado de entrada da Fig 12.6 Bazzo(1995)"

"Valor da Fig 12.6 Bazzo(1995)"

"Dado de entrada da Fig 12.7 Bazzo(1995)"

"Dado de entrada da Fig 12.7 Bazzo(1995)"

"Fator de correção devido a presença do CO2 e H2O Fig.12.7 Bazzo(1995)"

"4.4.1 - Emissividade e absorvidade dos gases de combustão"

$$epsilon_{gases_emis}=f_{co2} * Epsilon_{co2} + f_{h2o} * Epsilon_{h2o} - DELTA_epsilon$$

$$alpha_{gases_abs}=f_{co2} * Epsilon_{co2} * (T_{mgases}/T_{mparede})^{0,65} + f_{h2o} * Epsilon_{h2o} * (T_{mgases}/T_{mparede})^{0,45} - DELTA_Epsilon$$

"4.4.2 - Média logarítmica da diferença de temperatura"

$$DELTA_{T_1}=T_{egases}-T_{svapor}$$

$$DELTA_{T_2}=T_{sgases}-T_{evapor}$$

$$DELTA_{LM}=(DELTA_{T_1}-DELTA_{T_2})/\ln(DELTA_{T_1}/DELTA_{T_2})$$

"4.4.3 - Coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação gasosa"

$$h_{radgas}=q_{dot_radgas}/(Pi * D_{externo} * L_{total} * DELTA_{LM})$$

$$q_{dot_radgas}=sigma * A_{troca_total} * f_{involucro_cinzas} * (Epsilon_{gases_emis} * T_{mgases}^4 -$$

$$alpha_{gases_abs} * T_{mparede}^4)$$

----- 5 - ESTIMATIVAS DAS TEMPERATURAS DE PAREDE E FILME -----"

"5.1 - ESTIMATIVA DA TEMPERATURA DE PAREDE NA ENTRADA"

"Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento W/m"

$$q_e=(T_{egases}-$$

$$T_{evapor})/((1/(h_{conv_int} * 2 * Pi * r_{interno_util})) + \ln(r_{interno}/r_{interno_util})/(2 * Pi * k_{oxido}) + \ln(r_{externo}/r_{interno})/(2 * Pi * k_{tubo}) + 1/(2 * (h_{conv_ext} + h_{radgas} + h_{radlum}) * r_{externo} * Pi))$$

$$q_e=(T_{eparede}-T_{evapor})/((1/(h_{conv_int} * 2 * Pi * r_{interno_util})) + \ln(r_{interno}/r_{interno_util})/(2 * Pi * k_{oxido}) + \ln(r_{externo}/r_{interno})/(2 * Pi * k_{tubo}))$$

"5.1 - ESTIMATIVA DA TEMPERATURA DE PAREDE NA SAÍDA"

"Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento W/m"

$$q_s=(T_{sgases}-T_{svapor})/((1/(h_{conv_int} * 2 * Pi * r_{interno_util})) + \ln(r_{interno}/r_{interno_util})/(2 * Pi * k_{oxido}) + \ln(r_{externo}/r_{interno})/(2 * Pi * k_{tubo}) + 1/(2 * (h_{conv_ext} + h_{radgas}) * r_{externo} * Pi))$$

$$q_s=(T_{sparede}-T_{svapor})/((1/(h_{conv_int} * 2 * Pi * r_{interno_util})) + \ln(r_{interno}/r_{interno_util})/(2 * Pi * k_{oxido}) + \ln(r_{externo}/r_{interno})/(2 * Pi * k_{tubo}))$$

"5.3 - TEMPERATURA MÉDIA DE PAREDE DE DE FILME"

$$T_{mparede}=(T_{eparede}+T_{sparede})/2$$

$$T_{filme}=(T_{mparede}+50+T_{mgases})/2$$

6 - PARCELAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

"6.1 - CALOR TROCADO POR RADIAÇÃO LUMINOSA"

$$q_{\text{dot_total}} = q_{\text{dot_conv}} + q_{\text{dot_radgas}} + q_{\text{dot_radlum}}$$

$$q_{\text{dot_rad}} = q_{\text{dot_radgas}} + q_{\text{dot_radlum}}$$

"6.1.1 - Coeficiente de transferência de calor por radiação luminosa"

$$q_{\text{dot_radlum}} = h_{\text{radlum}} * A_{\text{troca_passe1}} * (T_{\text{chama}} - T_{\text{mparede}})$$

$$T_{\text{chama}} = 1900 \text{ [K]}$$

"6.2 - PARCELAS"

$$\text{porcentagem_conv} = (q_{\text{dot_conv}} / q_{\text{dot_total}}) * 100$$

$$\text{porcentagem_radtotal} = ((q_{\text{dot_radgas}} + q_{\text{dot_radlum}}) / q_{\text{dot_total}}) * 100$$

$$\text{porcentagem_radgas} = (q_{\text{dot_radgas}} / q_{\text{dot_total}}) * 100$$

$$\text{porcentagem_radlum} = (q_{\text{dot_radlum}} / q_{\text{dot_total}}) * 100$$