



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

# **Estudo em CFD da Queima Suplementar em Caldeiras de Recuperação**

**Autor: André Luiz Vieira**

**Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento**

**Co-orientadora: Prof<sup>ª</sup>. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Itajubá, setembro de 2015

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**André Luiz Vieira**

**Estudo em CFD da Queima Suplementar em**  
**Caldeiras de Recuperação**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: **Conversão de Energia**

Orientador: **Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento**

Co-orientadora: **Profa. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Setembro de 2015

Itajubá - MG

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**André Luiz Vieira**

**Estudo em CFD da Queima Suplementar em**  
**Caldeiras de Recuperação**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 24 de setembro de 2015, conferindo ao autor o título de *Mestre em Engenharia Mecânica*.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Christian Jeremi Rodriguez Coronado

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior

Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento (Orientador)

Prof<sup>ª</sup>. Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues (Co-orientadora)

Setembro de 2015

Itajubá - MG

## **Dedicatória**

Gostaria de dedicar este trabalho  
A minha querida esposa Kátia, e aos nossos  
filhos, Thalles e Letícia.

## **Agradecimentos**

**À minha querida esposa Kátia,**  
que ao longo de todos esses anos, sempre esteve ao meu lado com o seu amor, carinho e  
motivação nos momentos difíceis.

**Aos meus pais Espedito de Souza e Maria de Castro Vieira,**  
que me deram um lar feliz e todo o apoio nos anos mais tenros da minha vida.

**Ao meu orientador Prof. Marco Antonio**  
pelos valiosos conselhos e direcionamentos.

**À minha co-orientadora e amiga Prof<sup>ª</sup>. Lucilene**  
pelo companheirismo e suporte técnico durante todo este trabalho.

**Aos Professores e amigos Fagner e Eraldo**  
pela colaboração imprescindível nos desenhos e nas simulações.

**Ao amigo Emerson Lamartine**  
colega deste sonho, viagem e estudo.

**À Universidade Federal de Itajubá**  
por toda estrutura disponibilizada e pela oportunidade de trabalhar com ótimos profissionais.

## Resumo

**VIEIRA, A. L. (2015)**, *Estudo em CFD da Queima Suplementar em Caldeiras de Recuperação*, Itajubá, 109p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta um estudo de viabilidade técnica da implementação de queimadores de duto em uma caldeira de recuperação de calor. Foram empregadas as técnicas da Dinâmica dos Fluidos Computacional, a fim de comparar os impactos desta modificação. Nas simulações, foi utilizado o programa ANSYS CFX®, com o modelo de turbulência, SST, de combustão, Eddy Dissipation e de radiação, P1.

Durante as simulações foram identificadas recirculações e zonas de baixa pressão presentes na parte superior da seção de entrada da caldeira que contribuiriam para que a chama de gás natural concentrar-se em algumas regiões elevando a temperatura no perfil de saída em alguns pontos acima da temperatura máxima de projeto para os feixes tubulares do superaquecedor da caldeira. Em seguida, foram feitos diversos ajustes na injeção do combustível gás natural, de modo a melhorar o perfil do escoamento no interior do duto de entrada.

Por último, baseado na literatura foram introduzidas aletas direcionais buscando-se uma alteração no caminho que o fluxo percorre como uma saída para corrigir as várias recirculações e zonas de baixa pressão presentes na parte superior da seção de entrada da caldeira evidenciando-se a necessidade de se realizar novos testes para ajustes a nova condição de operação.

Palavras-chave: Queima Suplementar; análise numérica em CFD; caldeiras de recuperação; *duct burners*.

## Abstract

**VIEIRA, AL (2015)**, Study on CFD of Supplemental Burns in Recovery Boilers, Itajubá, 109p. Msc Dissertation- Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

This work presents a technical feasibility study for the implementation of duct burners in a heat recovery boiler. The techniques of Computational Fluid Dynamics were employed in order to compare the impacts of this modification. For the simulations, ANSYS CFX® program was used, with the turbulence model, SST, combustion, Eddy Dissipation and radiation, P1

During the simulations were identified low pressure recirculation zones, present in the upper part of the boiler inlet section contributing to the flame of natural gas to be concentrated in some areas and raising the temperature profile in some points above the maximum temperature design for the superheater tubular tubes of the boiler. Then, several adjustments were made on fuel injection gas, in a way to improve the gas flow profile inside the inlet duct

Finally, based on the literature directional vanes were introduced in the outlet flow path for correcting the multiple recirculation's and low pressure areas present in the upper part of the boiler input section demonstrating the necessity to conducting further tests for adjustments of this new operating condition.

Keywords: Duct burners; numerical analysis in CFD; recovery boilers.

## Sumário

<b>Dedicatória</b> .....	<b>iv</b>
<b>Agradecimentos</b> .....	<b>v</b>
<b>Resumo</b> .....	<b>vi</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>vii</b>
<b>Sumário</b> .....	<b>viii</b>
<b>Lista de Figuras</b> .....	<b>x</b>
<b>Lista de Tabelas</b> .....	<b>xiii</b>
<b>Simbologia</b> .....	<b>xiv</b>
<b>Letras Gregas</b> .....	<b>xiv</b>
<b>Simbolos</b> .....	<b>xv</b>
<b>Siglas</b> .....	<b>xvi</b>
<b>Capítulo 1</b> .....	<b>1</b>
<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1 Justificativas do Trabalho .....	<b>2</b>
1.2 Objetivo do Trabalho .....	<b>11</b>
1.3 Organização do Trabalho .....	<b>11</b>
<b>Capítulo 2</b> .....	<b>13</b>
<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>13</b>
2.1 Revisão de Métodos Numéricos Aplicados a Queimadores de Duto .....	<b>13</b>
2.2 Ciclo Combinado .....	<b>22</b>
2.3 Caldeiras de Recuperação de Calor .....	<b>25</b>
2.3.1 Classificação Segundo a Força Motriz para a Recirculação .....	<b>27</b>
2.3.2 Classificação Segundo o Força Arranjo das Superfícies de Aquecimento. ....	<b>28</b>
2.3.3 Classificação Segundo os Números de Níveis de Pressão .....	<b>31</b>
2.3.4 Classificação Segundo o Modo de Recuperação .....	<b>36</b>
2.4 HRSG Partes Principais .....	<b>38</b>
<b>Capítulo 3</b> .....	<b>45</b>
<b>CONSIDERAÇÕES SOBRE A QUEIMA SUPLEMENTAR</b> .....	<b>45</b>
3.1 Aspectos Gerais .....	<b>46</b>

3.2 Riscos para a HRSG.....	47
<b>Capítulo 4 .....</b>	<b>50</b>
<b>DINÂMICA DE FLUÍDOS COMPUTACIONAL.....</b>	<b>50</b>
4.1 Introdução a Simulação Numérica.....	50
4.2 Modelos de Turbulência.....	53
4.3 Modelos de Combustão.....	54
4.4 Tipos de Malhas .....	54
4.5 Dinâmica dos Fluídos Computacional Através do CFX .....	56
<b>Capítulo 5 .....</b>	<b>57</b>
<b>MODELAGEM DA SEÇÃO DE ENTRADA DA CALDEIRA.....</b>	<b>57</b>
5.1 Descrição da Entrada da Caldeira .....	57
5.2 Preparação Para a Simulação .....	62
<b>Capítulo 6 .....</b>	<b>72</b>
<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>72</b>
6.1 Análise do Domínio Atual .....	72
6.2 Análise da Geometria após a Inclusão do Duct Burner .....	75
<b>Capítulo 7 .....</b>	<b>97</b>
<b>CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>97</b>
Trabalhos Futuros .....	99
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>100</b>

## Lista de Figuras

Figura 1 Redução da Geração hídrica x Elevação da Geração Térmica. ....	4
Figura 2 Custo da energia para a indústria. ....	5
Figura 3 Foto Aérea da Usina Siderúrgica do Atlântico. ....	6
Figura 4 Foto das instalações da UTE do Atlântico. ....	7
Figura 5 Variação da energia total e específica do BFG. ....	8
Figura 6 Variação de volume do BFG Fornecido pelos Altos Fornos. ....	8
Figura 7 Variação da Temperatura dos Gases de exaustão das GT's.....	9
Figura 8 Variação da Produção de Vapor das HRSG's.....	9
Figura 9 Perfil dos vetores de velocidade do fluxo na região de transição da HRSG.....	14
Figura 10 Exemplo de Instalação da GT sobre pedestal. ....	15
Figura 11 Modelo construído na escala de 1/120. ....	16
Figura 12 Estudo da magnitude da velocidade em CFD. ....	17
Figura 13 Distribuição da velocidade no fluxo dos gases de exaustão. ....	18
Figura 14 - Desenho em corte da solução proposta.....	19
Figura 15 Simulação em CFD de uma malha em zig-zag no duto de entrada da HRSG. ....	20
Figura 16 Velocidade Axial (m/s) de queimador. ....	21
Figura 17 Esquema básico de um ciclo combinado Brayton/Rankine. ....	23
Figura 18 Desenho em 3D das instalações da UTE do Atlântico.....	24
Figura 18 Exemplo de tubos de aletas sólidas e aletas serrilhadas.....	25
Figura 19 Foto de uma HRSG com 3 Estágios de pressão e reaquecedores. ....	26
Figura 20 Esquema do funcionamento de uma OTSG.....	27
Figura 21 Esquema simplificado de aplicação de uma OTSG .....	28
Figura 22 Vista de uma caldeira de arranjo horizontal em corte. ....	29
Figura 23 Vista de uma caldeira de arranjo vertical. ....	30
Figura 24 Vista dos tambores e feixe tubular de uma HRSG de três níveis de pressão.....	32
Figura 25 Vantagens do uso de vários níveis de pressão em caldeiras de recuperação. ....	33
Figura 26 Vantagens do uso de vários níveis de pressão na caldeira de recuperação. ....	35
Figura 27 Exemplo de esquemático básico de HRSG com queima suplementar.....	36
Figura 28 Foto de um queimador de duto do tipo concêntrico.....	37
Figura 29 Foto de um queimador de duto do tipo em linha. ....	38
Figura 30 Esquemático básico de um módulo do tipo Top Supported.....	39

Figura 31 Esquemático simples de uma HRSG com os perfis de temperaturas associados. ...	40
Figura 32 Esquemático simples dos dispositivos de separação vapor/água do tambor.....	43
Figura 33 Processo de Transformação de fase da água nos tubos dos evaporadores.....	44
Figura 34 Falha por superaquecimento em tubo de uma HRSG .....	48
Figura 36 Etapas da simulação numérica. ....	51
Figura 35 Esquema básico da simulação através do CFX.....	56
Figura 36 Desenho da vista lateral da seção do duto de entrada da HRSG da UTE do Atlântico .....	58
Figura 38 Temperatura dos Gases de Exaustão GT11 .....	60
Figura 41 Esquema da vista superior da seção do duto de entrada caldeira de recuperação da UTE Atlântico .....	63
Figura 42 Vista lateral da malha tetraédrica com refinamento na região dos orifícios de injeção de combustível. ....	64
Figura 43 Vista geral da malha tetraédrica.....	65
Figura 44 Vista da malha para o duto do queimador.....	66
Figura 45 Superfícies de domínio.....	68
Figura 46 Definição das superfícies estudadas conforme entrada de dados.....	68
Figura 47 Definição das superfícies estudadas conforme entrada de dados	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
Figura 48 Perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal central.....	73
Figura 49 Perfil de velocidade e detalhes da recirculação.....	74
Figura 52 Distribuição de temperatura no plano de saída do domínio.....	75
Figura 53 Detalhes do injetor de gás natural .....	76
Figura 52 Perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal central.....	77
Figura 53 Linhas de correntes de ar e combustível .....	78
Figura 53 Perfil de temperatura na entrada da caldeira. ....	79
Figura 54 Perfil e magnitude de velocidade. ....	80
Figura 56 Linhas de correntes de ar e combustível. ....	81
Figura 57 Perfil de temperatura na entrada da caldeira .....	82
Figura 58 Perfil e magnitude de velocidade .....	83
Figura 59 Linhas de correntes de ar e combustível .....	84
Figura 60 Perfil de temperatura na entrada da caldeira .....	85
Figura 61 Geometria com direcionador de ar ou difusor.....	86
Figura 62 Perfil e magnitude de velocidade .....	87

Figura 63 Linhas de correntes de ar e combustível .....	88
Figura 65 Perfil de temperatura na entrada da caldeira .....	89
Figura 66 Perfil de temperatura na entrada da caldeira Alteração 4 .....	90
Figura 67 Perfil de temperatura na entrada da caldeira Alteração 4 .....	91
Figura 66 Perfil e magnitude de velocidade .....	92
Figura 69 Linhas de correntes de ar e combustível .....	93
Figura 70 Perfil de temperatura na entrada da caldeira .....	94
Figura 69 Perfil de temperatura na entrada da caldeira .....	95
Figura 70 Perfil de temperatura na entrada da caldeira .....	96

## Lista de Tabelas

Tabela 1 Valores da variação da potência gerada na central termelétrica.....	34
Tabela 2 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases Gás.....	66
Tabela 3 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases para a condição de baixa carga.....	671
Tabela 4 Resultados estimados pela Kawasaki para operação da HRSG com queima complementar.....	672
Tabela 5 Composição do Combustível Queimado na Câmara de Combustão da Turbina a Gás.....	697
Tabela 6 Composição química do gás natural.....	718
Tabela 7 Composição dos gases de exaustão da câmara de combustão.....	718
Tabela 8 Condições de contorno para a seção estudada.....	71
Tabela 9 Critérios de convergência.....	73

## Simbologia

### Letras Gregas

- $\varepsilon$  Índice da primeira constante definida para o modelo de turbulência k -  $\varepsilon$ ;
- $\kappa$  Constante de Von Karman para o modelo de turbulência SST;

## Simbolos

CO	Monóxido de Carbono
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
H <sub>2</sub> O	Água
N <sub>2</sub>	Nitrogênio
NO <sub>2</sub>	Dióxido de Nitrogênio
O <sub>2</sub>	Oxigênio

## Siglas

BFG	<i>Blast Furnace Gás</i>
CFD	<i>Computational Fluids Dynamics</i>
CSA	Companhia Siderúrgica do Atlântico
DTM	<i>Discrete Transfer Model</i>
ECO	<i>Economizer</i>
EDM	<i>Eddy Dissipation Model</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
EVA	<i>Evaporator</i>
FRCM	<i>Finite Rate Chemistry Model</i>
FM	<i>Flamelet Model</i>
FRCM	<i>Finity Rate Chemistry Model</i>
GT	<i>Gás Turbine</i>
HP	<i>High Pressure</i>
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i>
IBS	Instituto Brasileiro de Siderúrgica
LFM	Laminar Flamelet Model
LIF	Limite Inferior de Inflamabilidade
LP	<i>Low Pressure</i>
LSF	Limite Superior de Inflamabilidade
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
OTSG	<i>Once Through Steam Generator</i>
PCI	Poder Calorífico Inferior

PDF	<i>Probability Density Factor</i>
RSM	<i>Reynolds Stress Model</i>
SCR	<i>Seletive Catalitic Reduction</i>
SH	<i>Superaheater</i>
SST	<i>Shear Stress Model</i>
UTE	Usina Termoelétrica

## Capítulo 1

# INTRODUÇÃO

As turbinas a gás associadas às caldeiras de recuperação de calor (HRSG- *Heat Recovery Steam Generator*) são atualmente utilizadas em uma vasta gama de aplicações de geração de energia, devido à elevada eficácia desta configuração na qual a energia térmica residual presente no fluxo de gases de escape da turbina a gás é conduzida através da caldeira de recuperação, gerando vapor através da recuperação de calor. Este vapor é utilizado para alimentar o sistema de ciclo a vapor formando assim o ciclo combinado.

A central de ciclo combinado comparada com as centrais termoelétricas tradicionais apresenta um grau de eficiência e aperfeiçoamento tecnológico superiores. O seu funcionamento é fundamentado na combinação de turbinas a gás e a vapor, e como um dos seus principais elementos tem-se o gerador de vapor HRSG que os une. Esta central pode converter mais da metade da energia química contida no combustível em energia elétrica, conseguindo o nível de produção mais elevado entre todos os tipos de centrais termoelétricas. Há ainda a possibilidade de incrementar-se a produção de vapor com uma combustão auxiliar aumentando-se a energia térmica dos gases de exaustão provenientes da turbina a gás.

Em certas aplicações, o gás de exaustão contém oxigênio suficiente que permite a queima suplementar de combustível sem adição de ar extra. Assim, um sistema de queima suplementar projetado e instalado corretamente pode melhorar a flexibilidade da planta produzindo uma série de benefícios, que incluem o aumento de geração elétrica durante os períodos de pico de demanda; taxas de rampa de partida e recuperação de carga mais rápida. Por outro lado, a operação destes queimadores reduz a eficiência global do ciclo combinado, e sua instalação de forma errônea pode aumentar as emissões totais da planta e resultar em

danos a HRSG causados por fluxo irregular de distribuição de calor, carga térmica excessiva e o desenvolvimento de grandes gradientes térmicos, podendo causar fadiga, falha, ou fissuras nas superfícies dos trocadores de calor da HRSG.

Para otimizar o processo de combustão, o combustível dos queimadores auxiliares e os gases de escape da turbina devem ser uniformemente distribuídos. Outro aspecto importante é o correto posicionamento dos queimadores no duto de exaustão da turbina.

A Modelagem computacional de fluídos (CFD- *Computational Fluids Dynamics*) tem tornado-se uma ferramenta valiosa no processo de concepção do sistema de queimadores auxiliares para caldeiras de recuperação, pois testes físicos de aplicações são dispendiosos e a reprodução das condições de funcionamento durante estes testes é uma tarefa difícil. O CFD neste cenário vem possibilitando meios para uma boa análise da transferência de calor da combustão permitindo ao projetista:

- Localizar a melhor posição para a instalação dos queimadores,
- Determinar se o fluxo de gases de exaustão está irregular,
- Examinar se é necessário um difusor de redistribuição a montante,
- Assegurar que o sistema de queimadores produz um fluxo térmico de calor de distribuição uniforme.

O CFD será utilizado neste trabalho para um estudo inicial de viabilidade técnica da instalação de queimadores auxiliares como parte de uma solução para aumento de desempenho das duas caldeiras de recuperação durante períodos de baixa carga das turbinas a gás instaladas na Usina Termelétrica do Atlântico.

## 1.1 Justificativas do Trabalho

A atividade siderúrgica é tipicamente relacionada ao desenvolvimento econômico de um país, o que deriva da sua importância para a construção de infraestrutura e produção de equipamentos para outros setores da economia. Assim, os principais mercados de produtos siderúrgicos se relacionam à indústria automobilística, à construção civil, manufatura de bens de capital, materiais de transporte e bens de consumo duráveis.

A atividade siderúrgica é como grande consumidora de energia e de materiais e, também, responsável por significativo volume de efluentes gasosos e líquidos, bem como de resíduos sólidos, especialmente nas etapas de coqueria, sinterização e alto-forno. Por isso, tem sido induzida a buscar processos mais eficientes e a reciclar produtos e subprodutos do

processo.

A produção siderúrgica brasileira tem grande representatividade no consumo de energia no país: cerca de 22% do consumo industrial total de energia em 2007 e em torno de 8,5% do consumo total de energia, (EPE, 2008). Em usinas siderúrgicas, a visível disponibilidade de combustíveis residuais de baixo custo associada à necessidade de assegurar um suprimento confiável de eletricidade motiva a implantação de unidades auto-produtoras de energia.

A autoprodução de energia elétrica na indústria siderúrgica brasileira torna-se fundamental para a saúde energética do país. Para se ter uma ideia em 2007 o montante produzido foi de 6.364.331 MWh, o que significa 37,1% do consumo (IBS, 2008) e apesar de políticas recentes, o Brasil ainda está sujeito a falhas no sistema de transmissão de energia, vários apagões aconteceram nos últimos anos, cujas justificativas variaram entre problemas técnicos, falhas humanas e a atuação de forças da natureza, tais como as tempestades de raios, que supostamente foi o motivo de um grande apagão na região Sudeste em outubro de 2009.

Em 2012, ocorreram inúmeros blecautes. Foram centenas de interrupções consideradas pequenas, entre 15 MW e 100 MW, capazes de deixar sem energia elétrica alguns bairros ou cidades de até 400 mil habitantes, e pelo menos 4 interrupções intensas, com mais de 100 mil MW, capazes de deixar dezenas de milhões de pessoas sem energia elétrica, afetando todas as regiões brasileiras, sempre com justificativas pontuais, como incêndios em linhas de transmissão ou curtos-circuitos esporádicos (Brasil Escola, 2015).

O ano de 2014 iniciou-se de modo preocupante no Brasil com o risco de apagões da necessidade de racionamento de água e energia em boa parte do país. Os principais fatores ligados a essa questão são a estiagem atípica, a ocorrência de um apagão que afetou cidades de várias regiões brasileiras e o fato de os reservatórios operarem muito abaixo de suas capacidades máximas. A Figura 1 mostra a queda dos reservatórios das hidrelétricas nas regiões sudeste e centro oeste do país, bem como a elevação da geração térmica como medida para compensar a redução da geração hídrica.

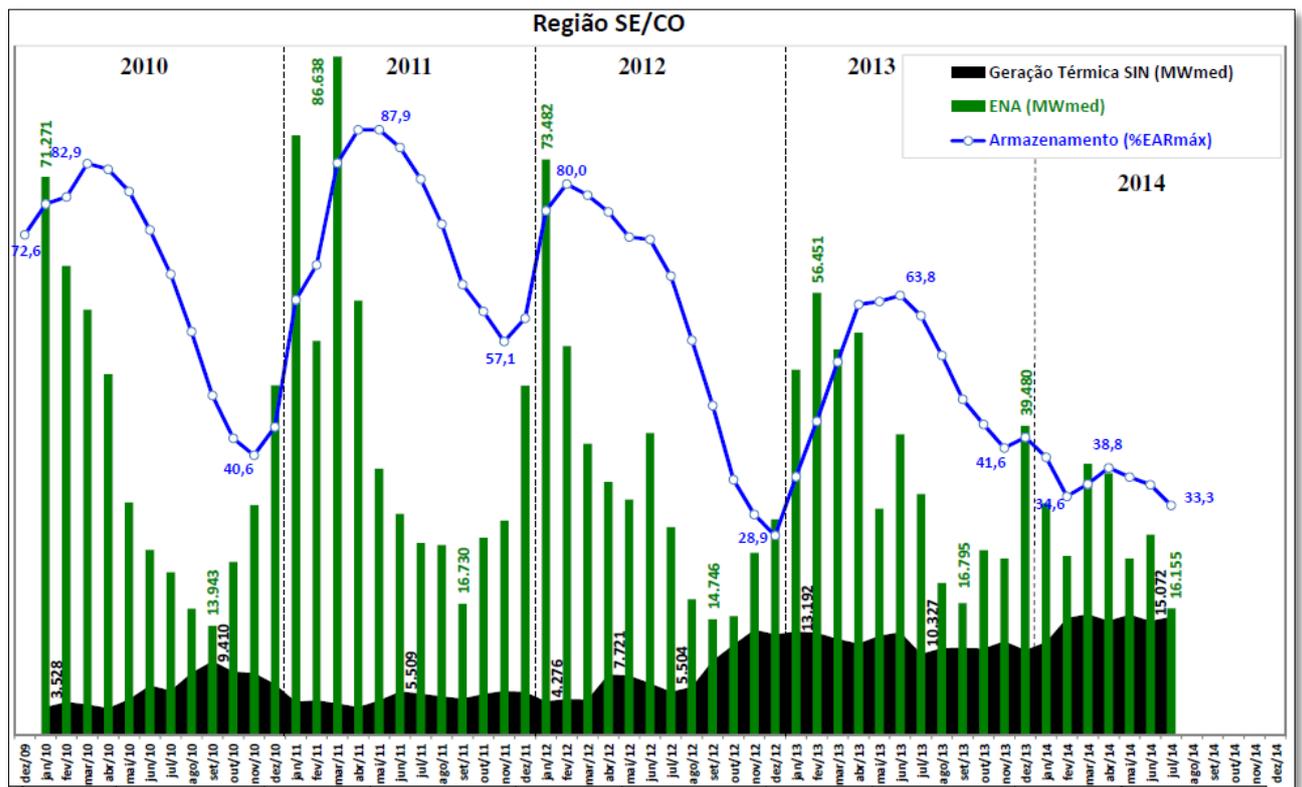


Figura 1 Redução da Geração hídrica x Elevação da Geração Térmica.

Fonte: ONS, PEN (2014).

O sistema de fornecimento de energia no Brasil é essencialmente constituído por hidrelétricas. O principal problema dessa estratégia é a vulnerabilidade do sistema em períodos de estiagens atípicas, podendo provocar apagões e forçar medidas públicas de economia e aumento dos preços da energia.

No primeiro trimestre de 2015 o custo médio da energia pago pelas indústrias brasileiras alcançou R\$ 543,89 por megawatt-hora (MWh), colocando o Brasil na liderança entre os 28 países de custo mais caro analisados (FIRJAN, 2015) o acumulado do ano atingiu 49%. A Figura 2 apresenta o custo da energia para indústria no Brasil em relação a outros países.

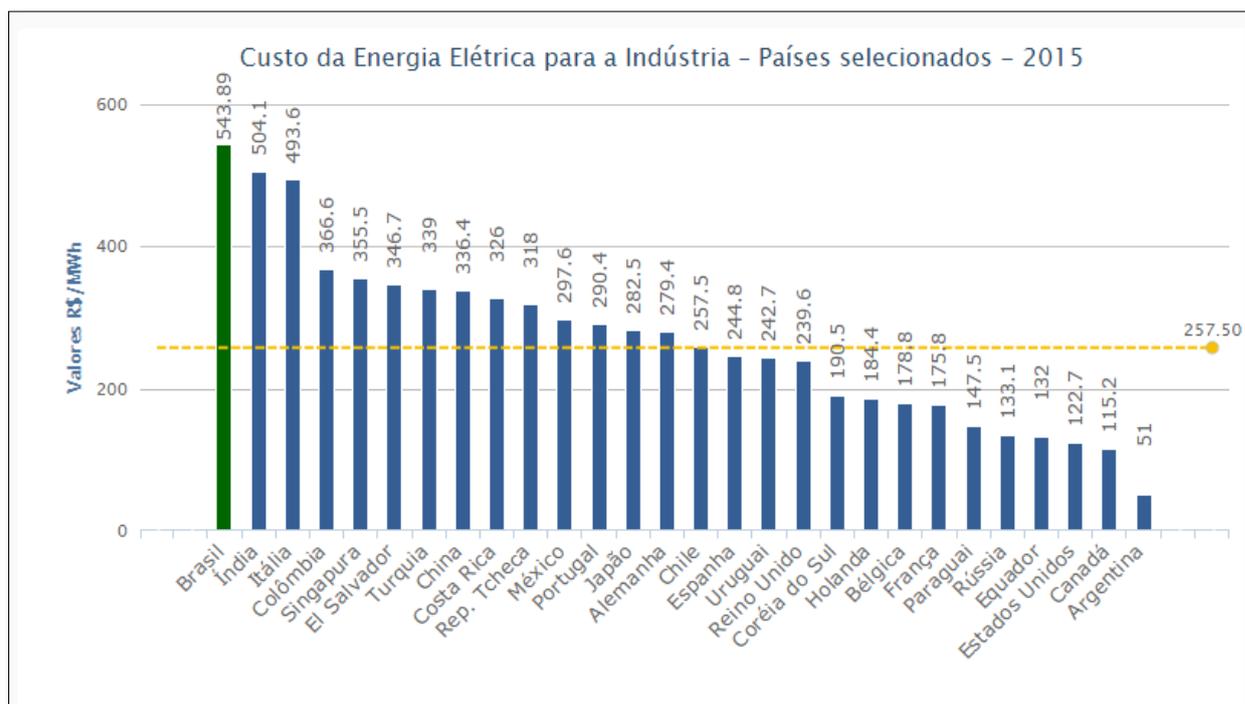


Figura 2 Custo da energia para a indústria.

Fonte: FIRJAN, (2015).

A tarifa tornou-se 338% superior ao custo médio praticado nos Estados Unidos (R\$ 122,70) e está 108,7% acima do custo médio dos demais 27 países do ranking (R\$ 257,50), segundo a pesquisa. Em abril de 2015, o Brasil passou a liderar a relação de países de custo mais caro da energia elétrica para a indústria, superando a Índia (R\$ 504,1 por MWh) e a Itália (R\$ 493,6 por MWh), que ocupavam até então as primeiras posições. O custo mais baixo é encontrado na Argentina (R\$ 51 por MWh). No ranking nacional, o estado do Rio de Janeiro tem o custo médio da energia para a indústria mais elevado (R\$ 653,27 por MWh).

Neste cenário projetos modernos e flexíveis de autoprodução devem necessariamente estar incorporados às modernas plantas produtoras de aço por sua importância em relação à disponibilidade necessária para a segurança operacional bem como também pelo lado econômico.

A Companhia Siderúrgica do Atlântico (CSA), Figura 3, esta instalada no bairro de Santa Cruz na cidade do Rio de Janeiro possui uma moderna termoelétrica constituída de três unidades geradoras, em ciclo térmico combinado, com 490MW de capacidade instalada, representando 419.8MW médios de garantia física de energia para o complexo siderúrgico poder produzir 5 milhões de toneladas placas de aço por ano.



Figura 3 Foto Aérea da Usina Siderúrgica do Atlântico.

A UTE do Atlântico é capaz ao mesmo tempo de garantir a segurança operacional do complexo siderúrgico suprindo até 254.8 MW da capacidade instalada para a produção de aço e cumprir um papel econômico fundamental com a venda de energia elétrica, destinando até 235.2MW à comercialização na modalidade de Produção Independente de Energia Elétrica, convertendo os 20 milhões GJ/ano de energia térmica do gás de Alto Forno (BFG- *Blast Furnace Gas*) gerados durante a produção de aço, em receita líquida. A Figura 4 apresenta uma foto da UTE do Atlântico.



Figura 4 Foto das instalações da UTE do Atlântico.

Produzido em grandes quantidades o BFG principal combustível das turbinas a gás tem um baixo poder calorífico na escala de  $3.000 \text{ kJ/Nm}^3$  a  $3.500 \text{ kJ/Nm}^3$ . Parte dele também é usada para aquecer o ar para os regeneradores dos altos fornos que durante a sua operação normal, operam em ciclos alternativos, provocando uma mudança rápida no fluxo, na composição do gás BFG que também está sujeita bruscas variações devido a instabilidades operacionais nos Altos Fornos.

A Figura 5 apresenta às flutuações da energia do BFG (*Blast Furnace Gás*) no ano de 2014 e no primeiro trimestre de 2015. Na Figura 6 é apresentada a flutuação do volume fornecido pelos Altos Fornos no mesmo período.

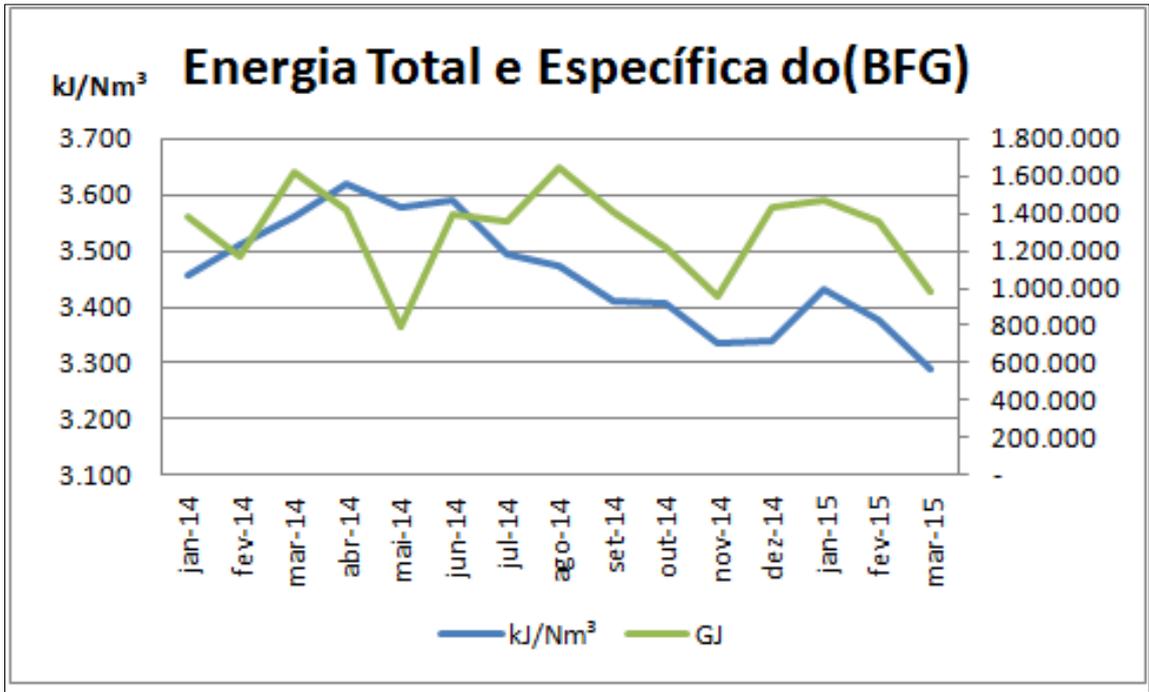


Figura 5 Variação da energia total e específica do BFG.

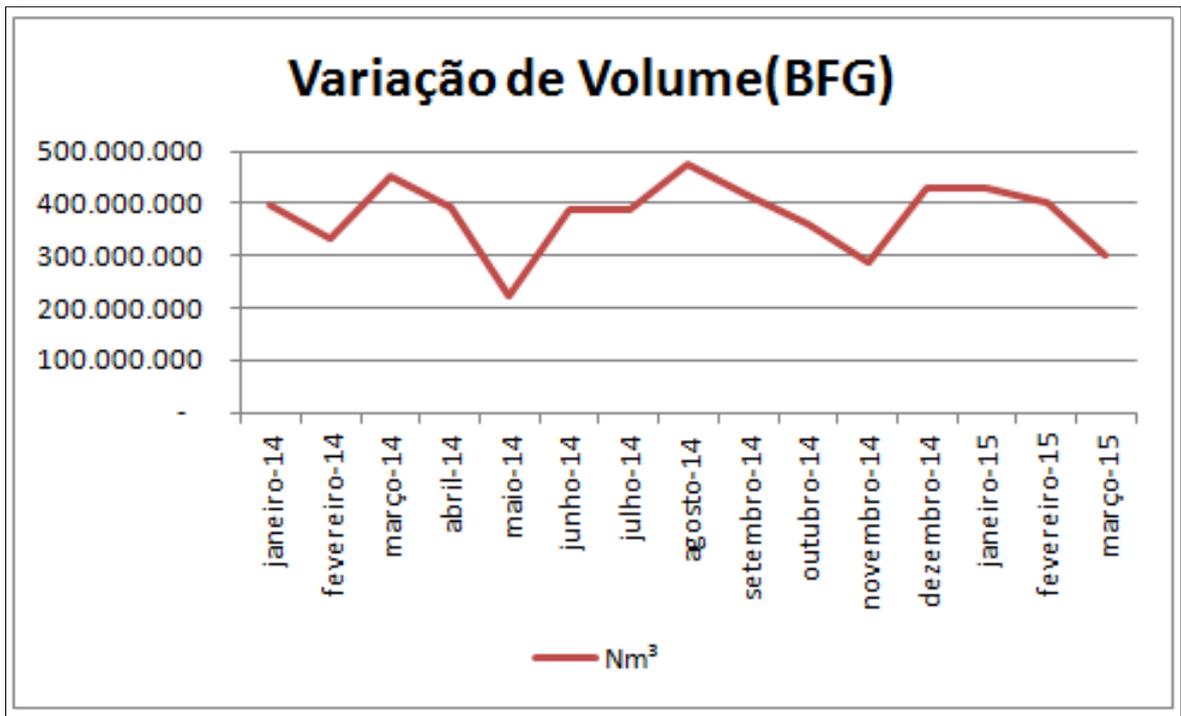


Figura 6 Variação de volume do BFG Fornecido pelos Altos Fornos.

Conforme apresentado nas Figuras 7 e 8 estas flutuações presentes no BFG provocam reduções forçadas na geração de energia elétrica e calor residual do gás de exaustão nas

turbinas a gás por falta de combustível, por sua vez a produção de vapor reduz-se e consecutivamente a geração elétrica na turbina a vapor. Em maio de 2014 o impacto foi bastante severo devido as paradas de manutenção dos altos fornos e como alternativa para redução das perdas anuais, no mesmo período foi programada uma parada das caldeiras e turbina a vapor para manutenções preventivas.

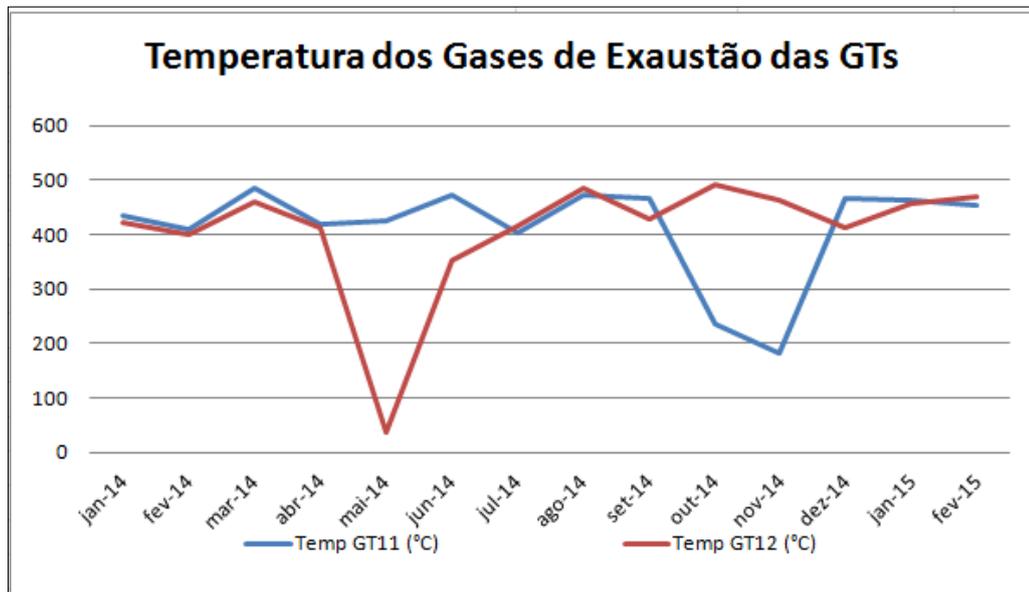


Figura 7 Variação da Temperatura dos Gases de exaustão das GT's.

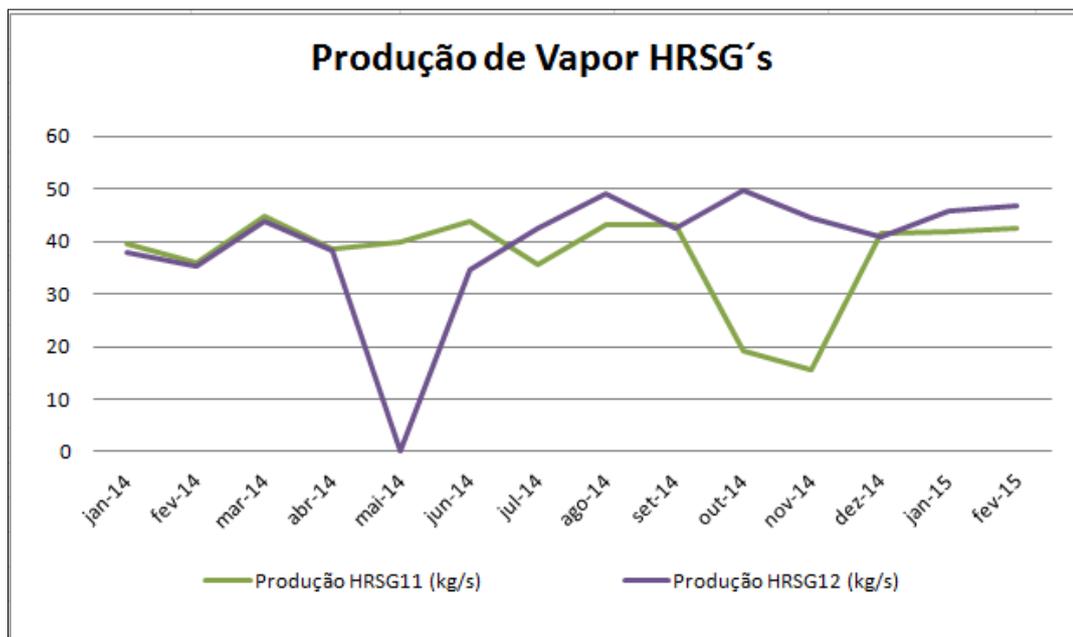


Figura 8 Variação da Produção de Vapor das HRSG's.

A busca de soluções para os impactos ocasionados pelas variações naturais dos combustíveis de processo também devem ser objeto de estudo através de técnicas modernas de análise computacional.

As grandes usinas siderúrgicas trabalham em carga constante, adotando vários turnos de trabalhos para aumento da produtividade, por isso as instalações das UTEs (Usinas Termelétricas) são projetadas para suprir sua demanda constante e, em caso de perda de geração pode-se colocar o complexo siderúrgico em risco por perda da capacidade de garantir a operação em ilha, em situações de *Black-Out* e a pesados prejuízos por alta demanda de energia.

É justamente aí que este trabalho vem dar a sua contribuição analisando a possibilidade de um incremento de energia através de uma combustão suplementar nas caldeiras de recuperação durante os períodos de queda do BFG, o que permitiria a elevação do vapor a temperaturas mais elevadas ou em maior quantidade o que pode ser uma alternativa para reduzirem-se os impactos negativos durante os períodos de desvios na produção de gás BFG. As vantagens e as desvantagens típicas desta solução precisam ser identificadas como parte de um processo decisório do uso de queima suplementar nas caldeiras de recuperação visando melhoria no desempenho e confiabilidade da termelétrica da CSA.

Assim ao longo deste trabalho, será apresentado uma metodologia de estudo preliminar de queima suplementar em caldeiras de recuperação através da aplicação de simulações numéricas, envolvendo as ferramentas da Dinâmica dos Fluidos Computacional, CFD, considerando-se a composição do combustível a ser queimado e os impactos do uso deste dispositivo sobre alguns cenários de operação.

## 1.2 Objetivo do Trabalho

Realizar estudo técnico preliminar do impacto da instalação de queimadores auxiliares em uma HRSG através de simulação numérica utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional, CFD, visando analisar o desempenho térmico e aerodinâmico desta modificação.

Compõem objetivos secundários, necessários ao desenvolvimento deste trabalho, os seguintes tópicos:

- Avaliação da temperatura e comportamento dos gases de exaustão no duto de entrada da HRSG.
- Avaliar o comportamento de chama e perfil de temperaturas após a implementação dos queimadores auxiliares usando como referência os valores de massa e composição de combustível em cenário proposto pelo fabricante da caldeira para elevação da temperatura dos gases de duto de entrada da HRSG a 540°C.
- Análise dos problemas encontrados e a busca de soluções através do uso do software de CFD visando atingir a temperatura de operação de 540°C para os gases de duto de entrada da HRSG em cenário de redução de carga para a turbina a gás evitando-se possíveis impactos negativos às Caldeiras de Recuperação.

## 1.3 Organização do Trabalho

No decorrer do Capítulo 1, será descrito de maneira geral, uma introdução ao leitor sobre os principais assuntos que serão abordados ao longo de todo o texto, bem como uma apresentação das justificativas e relevância deste tema. Em seguida, serão enumerados os principais objetivos a serem alcançados no final deste trabalho.

No Capítulo 2, o estado da arte em uso dos métodos numéricos no estudo de queimadores de duto será apresentado. Este capítulo fará uma breve abordagem sobre os principais trabalhos que nortearam este estudo, destacando suas contribuições mais importantes, será dado destaque as caldeiras de recuperação, revelando o desenvolvimento do

ciclo combinado antes e a partir do emprego deste equipamento. Serão abordados também, alguns dos principais tipos de caldeiras de recuperação existentes e suas classificações, bem como uma descrição dos componentes básicos que a compõe.

No Capítulo 3, serão apresentadas as principais considerações sobre a queima suplementar com enfoque em suas características e impactos sobre as caldeiras de recuperação.

No Capítulo 4, serão abordados os principais conceitos da técnica de métodos numéricos aplicados à dinâmica dos fluidos computacional, os métodos de discretização, os modelos de turbulência e de combustão existentes, além das principais características da malha a serem consideradas.

No Capítulo 5, serão apresentadas as principais características técnicas do duto de entrada da caldeira de recuperação. Além disso, apresentam-se as descrições de todos os parâmetros de projeto, os modelos de turbulência e transferência de calor utilizados, considerações efetuadas para as condições da saída da câmara de combustão da turbina e entrada da caldeira, onde serão analisadas as possibilidades de inclusão dos queimadores de duto auxiliares.

Foram realizadas diversas simulações utilizando o ANSYS CFX®, cujos resultados e discussões obtidos estão descritos ao longo do Capítulo 6 deste trabalho. Finalmente, o Capítulo 7 resume as principais conclusões obtidas, além da proposição de alguns temas para trabalho futuros.

## Capítulo 2

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre a utilização de métodos numéricos para a análise de queima suplementar em caldeiras de recuperação, identificando-se o que já foi estudado, os problemas encontrados e possíveis soluções para esses problemas. Esta revisão tem como objetivo principal uma melhor visualização da ferramenta CFD (Computational Fluid Dynamics) a ser utilizada para as análises.

Posteriormente será realizada uma pequena introdução sobre o ciclo combinado e sobre as caldeiras de recuperação, especialmente sobre suas classificações e partes principais, com a intenção de contextualizar o equipamento a ser abordado.

## 2.1 Revisão de Métodos Numéricos Aplicados a Queimadores de Duto

Recentemente o uso de códigos numéricos (simulação numérica) na busca de alternativas que melhorem o desempenho ou eficiência dos atuais ciclos termodinâmicos em plantas de potência e calor, especialmente na indústria de geração de energia elétrica, tem sido largamente aplicados. Nesse contexto, entre os diferentes métodos pode-se destacar o CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Diversos estudos e pesquisas com foco no uso do CFD em análises de sistemas de potência, fundamentados na tecnologia de turbinas a gás e caldeiras de recuperação aplicadas à geração de energia elétrica ou em instalações de cogeração já foram publicados. Algumas destas publicações contribuíram para este trabalho e são citados a seguir.

Tenbusch (2003) aponta em seu trabalho as perturbações no fluxo de calor comumente associadas aos projetos atuais de construção e instalação das HRSGs que buscam reduzir os custos, limitando o espaço físico da planta e gastos com fundações, encurtando assim a zona

de transição entre a GT (Gás Turbine) e a HRSG. A Figura 9 mostra o perfil dos vetores de velocidade do fluxo na zona de transição.

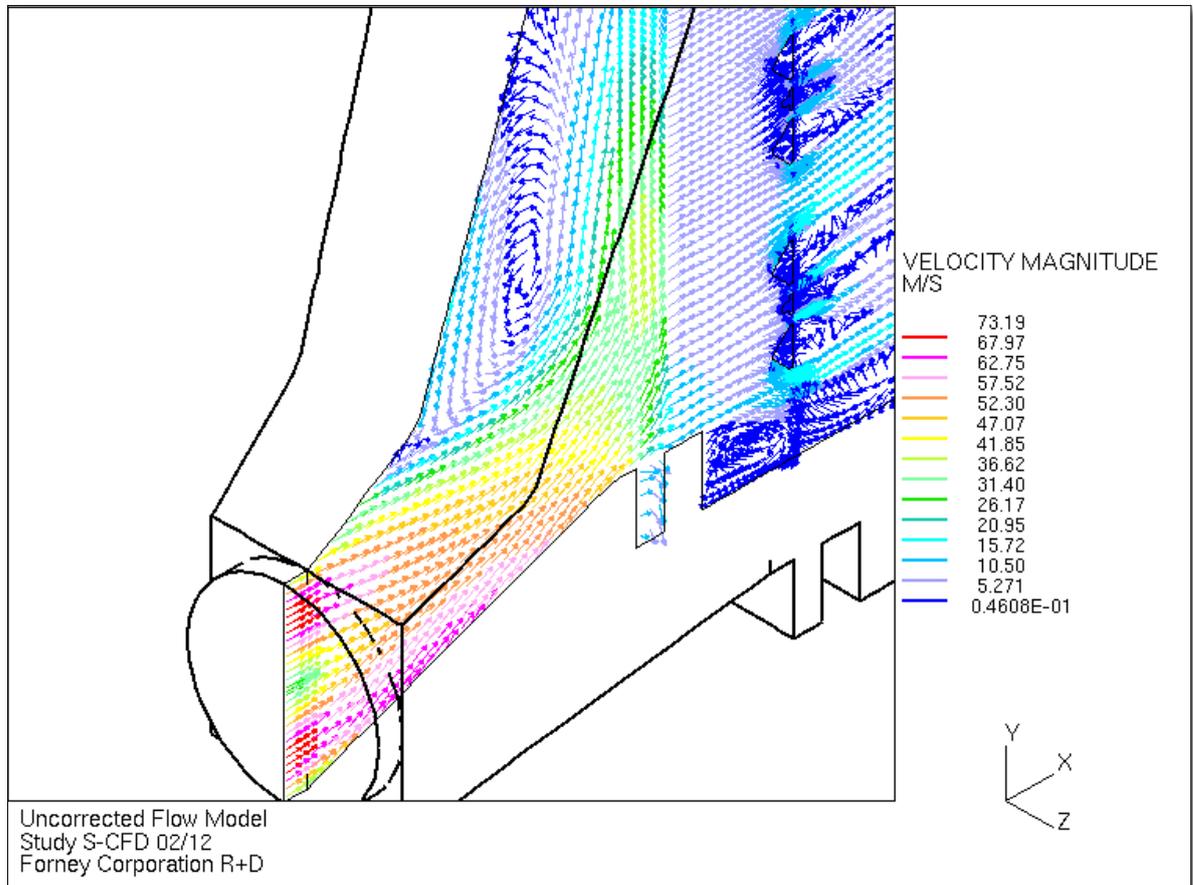


Figura 9 - Perfil dos vetores de velocidade do fluxo na região de transição da HRSG.

Fonte: A.F. Tenbusch,( 2003).

Com difusores e duto de entrada menores, a expansão dos gases é severa e paralelamente a redução do espaço o que obriga a uma região de chama pequena. Outro aspecto apontado em seu trabalho é o impacto da assimetria do fluxo ocasionada ao fato da GT e HRSG estarem ao mesmo nível do solo. A solução seria montar a GT sobre um pedestal, Figura 10.

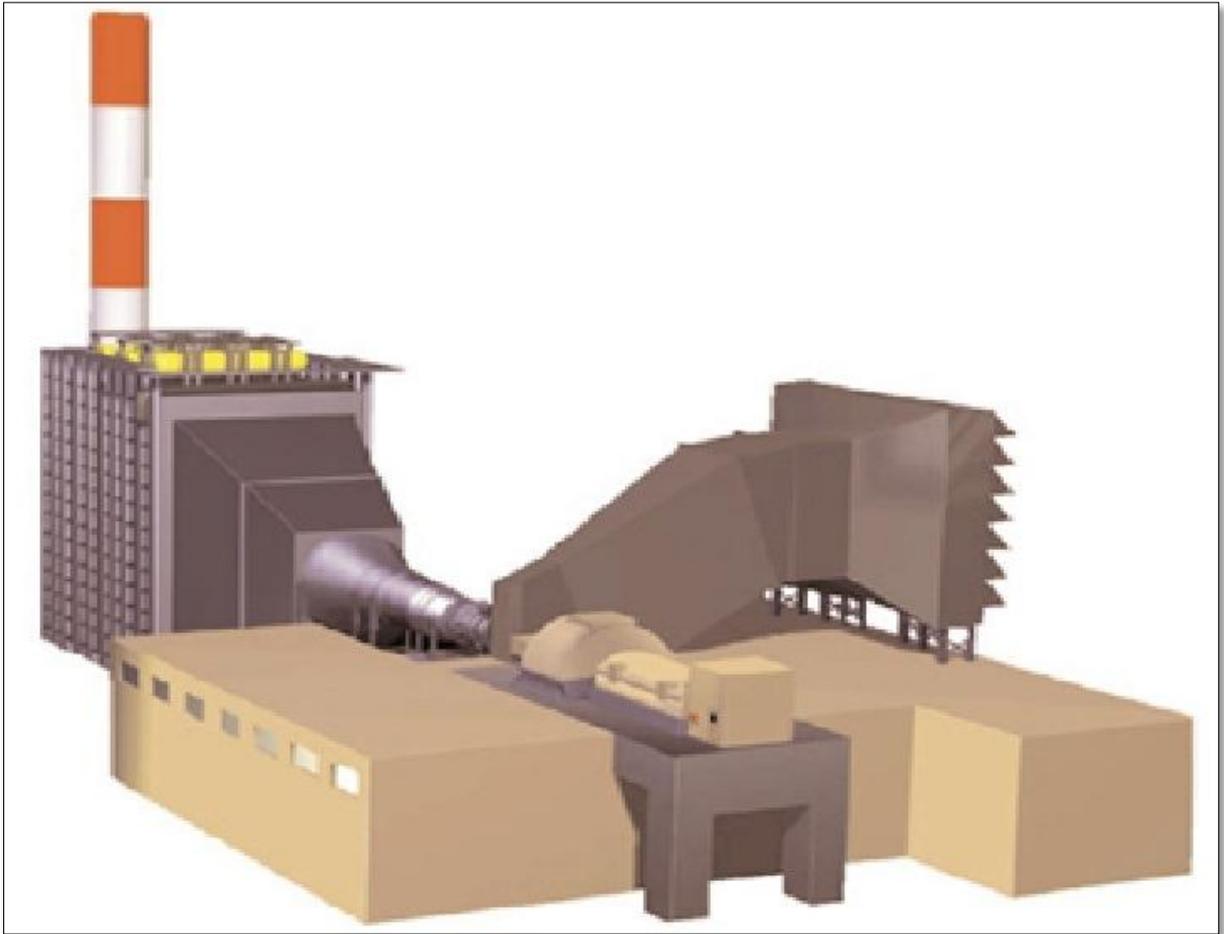


Figura 10 Exemplo de Instalação da GT sobre pedestal.

Fonte: Tenbusch, (2003).

Shin *et al* (2012) estudaram alternativas de *design* para reduzir a falta de uniformidade do fluxo em uma HRSG vertical, tais como a mudança da forma de entrada do conduto, a introdução de dispositivos de correção de fluxo, tais como uma chincane e uma placa perfurada são avaliadas. Foi apresentada a comparação quantitativa baseado em desvio RMS da velocidade normalizada. Entre as ideias, a chapa perfurada apresentou o melhor desempenho para a melhoria da uniformidade.

A Figura 11 mostra o modelo construído para a realização dos ensaios que foram comparados aos da simulação em CFD.

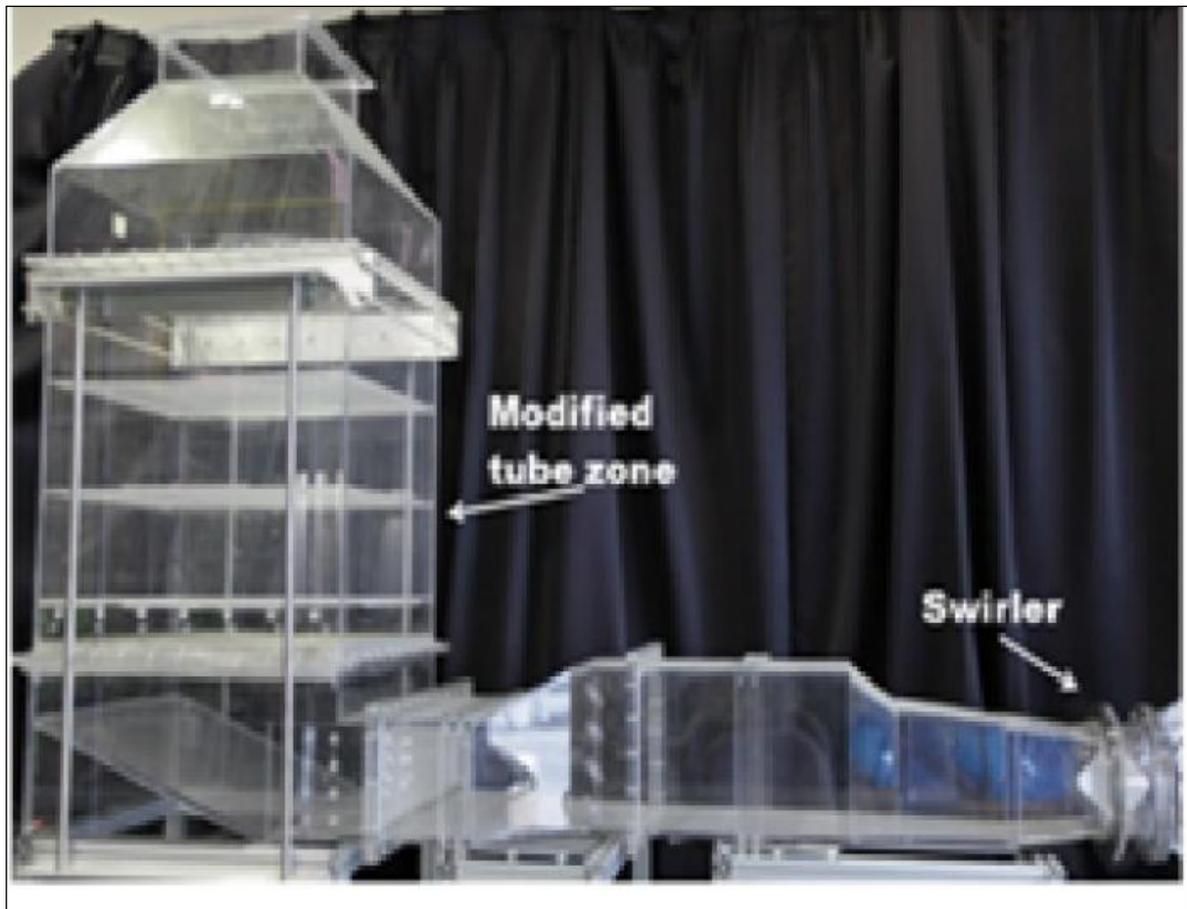


Figura 11 Modelo construído na escala de 1/120.

Fonte: Shin *et al.*, (2012).

A partir desta comparação, os resultados computacionais mostraram boa concordância com os dados experimentais. A Figura 12 mostra o perfil de velocidades encontrado.

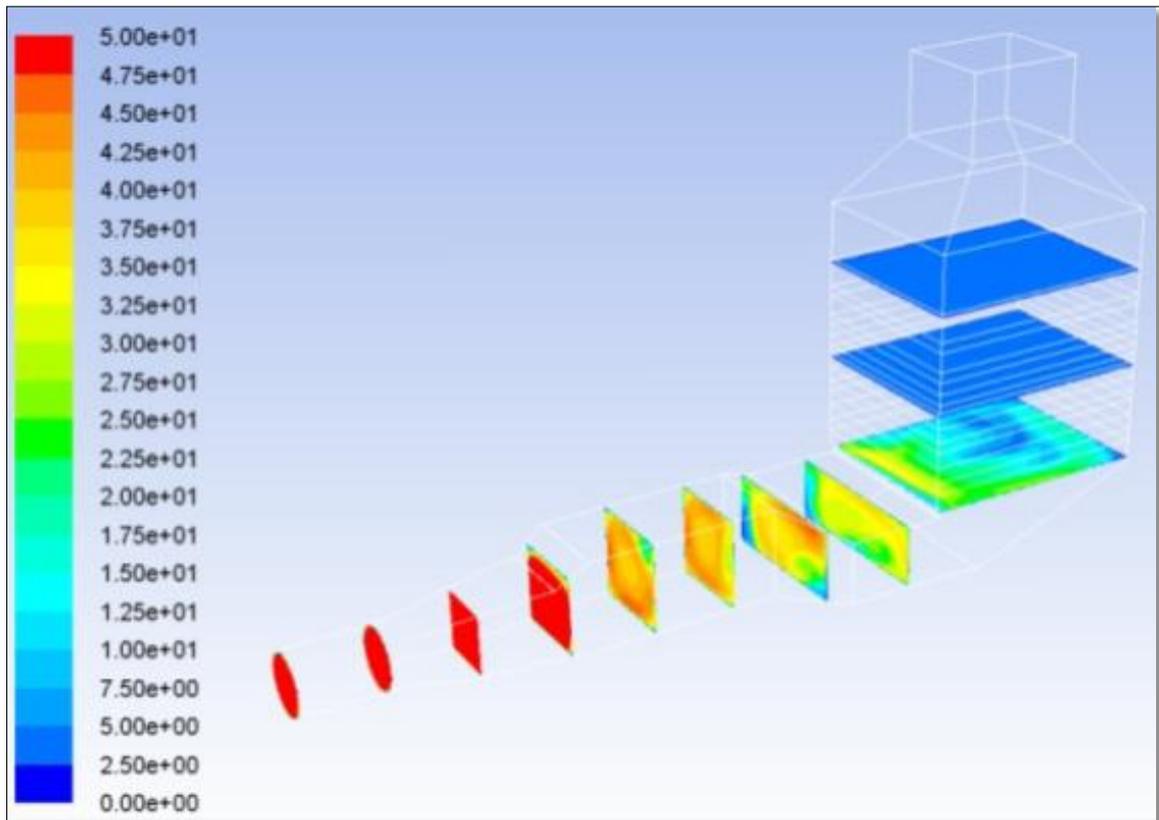


Figura 12 Estudo da magnitude da velocidade em CFD.

Fonte: Shin *et al*, (2012).

Lorra (2003) realizou testes experimentais com um queimador de duto industrial para a obtenção de dados de operação em várias configurações de condições de funcionamento. Medições de temperatura e concentração de gases foram feitas através de um queimador de teste, comprimento da chama, assim como NO<sub>x</sub> e as emissões de CO foram medidas para cada ponto de dados. Os valores de NO<sub>x</sub> mostraram a mesma tendência dos cálculos em CFD, enquanto os valores de CO apresentaram grandes diferenças explicadas pelo fato que os cálculos para o modelo de combustão não consideravam toda a carga de CO na corrente dos gases de exaustão da turbina a gás.

Lezsovits *et al* (2010) investigaram teoricamente e experimentalmente uma configuração de turbina a gás e HRSG com queimadores de duto, cujas as emissões de CO estavam acima do permitido legalmente, excedendo a 200mg/MJ. Para prever as condições operacionais dos *duct burners*, simulações preliminares em CFD foram realizadas utilizando-se o solver CFX 5.6 para os cálculos. O fluxo de gás foi assumido como sendo tridimensional, incompressível, em estado estacionário e isotérmico de um gás ideal, com uma temperatura de 781 K e uma densidade de 0,45 kg / m<sup>3</sup>, com base nos dados fornecidos pelo fornecedor de

turbina a gás. O modelo RNG K- $\epsilon$ .padrão foi utilizado como modelo de turbulência. Os elementos de malha usados foram tetraédricos. Uma malha mais fina foi usada na entrada do duto e em torno do plano do queimador. Devido ao perfil de escoamento dos gases de escape da turbina a gás, havia uma distribuição irregular de fluxo no local do queimador, Figura 13.

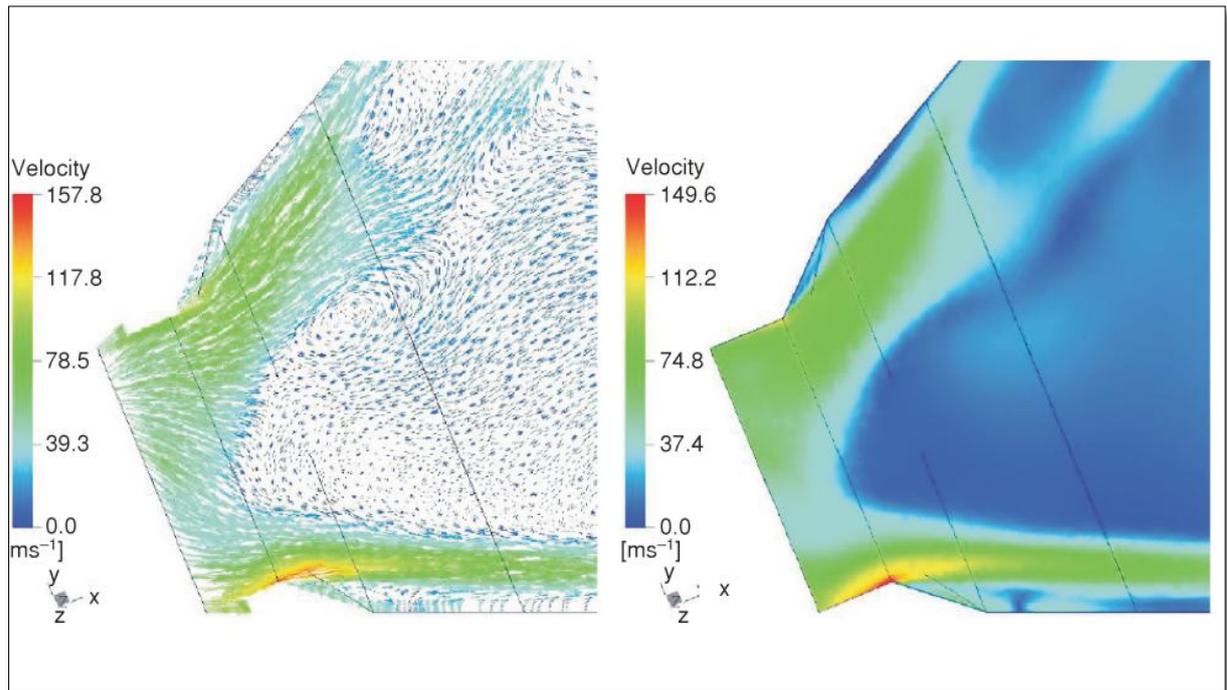


Figura 13 Distribuição da velocidade no fluxo dos gases de exaustão.

Fonte: Lezsovits *et al.*,(2010).

Observa-se que o escoamento necessitava ser igualmente distribuído para a operação adequada do queimador. A instalação de um prato perfurado e de uma tela em formato de teia de aranha originalmente instalados no projeto não reduziam as emissões de CO como o desejado.

A fim de reduzir os redemoinhos do fluxo de gases de combustão, a instalação de uma malha de zig-zag mais densa (200 »200 mm) foi sugerida conforme esquemático da Figura14.

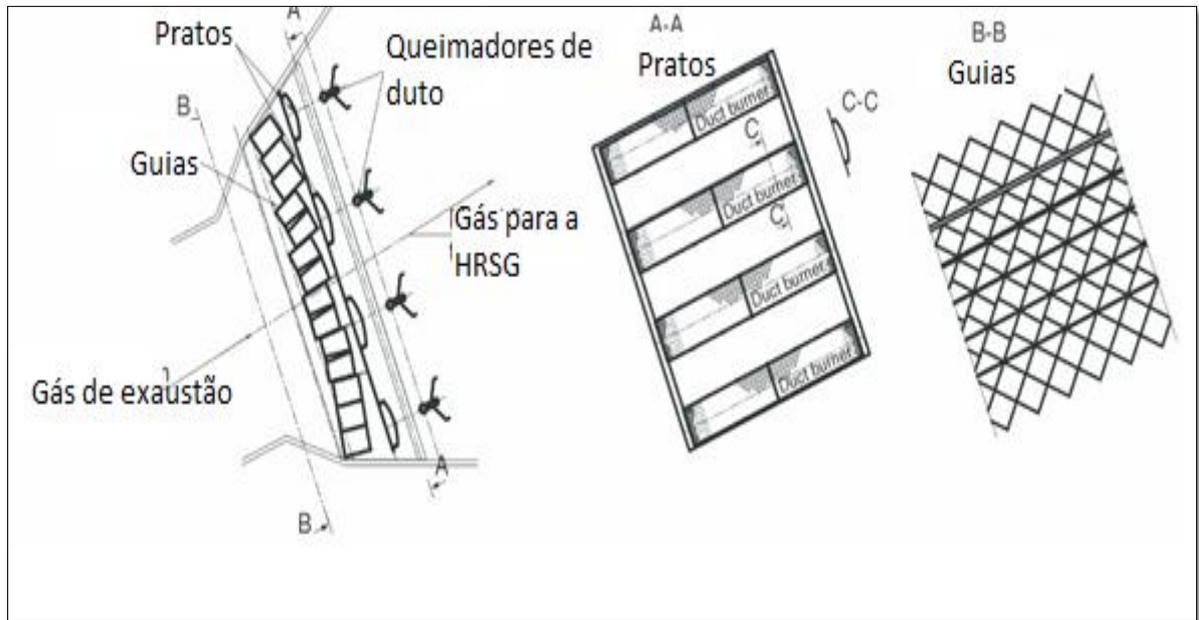


Figura 14 - Desenho em corte da solução proposta.

Fonte: Lezsovits *et al.*,(2010).

Uma simulação preliminar em CFD foi realizada para a aplicação sugerida. Os resultados desta simulação mostraram redução significativa na velocidade na zona dos queimadores e maior velocidade entre os queimadores. A Figura 15 mostra os resultados de uma simulação de CFD desta solução.

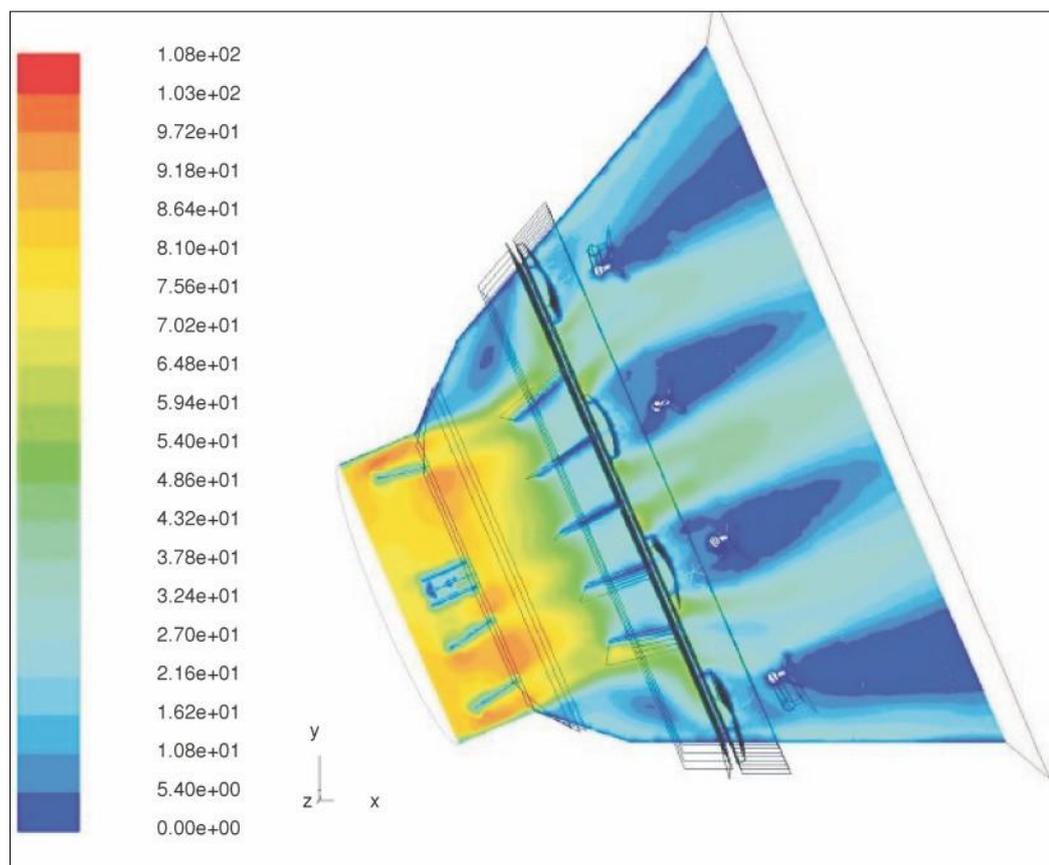


Figura 15 Simulação em CFD de uma malha em zig-zag no duto de entrada da HRSG.

Fonte: Fonte: Lezsovits *et al.*,(2010).

Chiummo *et al* (2006), avaliaram três configurações de queimadores de duto numericamente, variando-se as velocidades do combustível e do gás de exaustão, fixando-se a concentração de oxigênio e a temperatura de exaustão. O processo de combustão foi modelado usando-se o laminar *Flamelets Model* que envolveu 17 espécies, enquanto, para simular o fenômeno de turbulência, foi utilizado o Reynolds *Stress Model*. O objetivo deste trabalho foi investigar algumas diferentes configurações do queimador, buscando-se compreender a influência do ângulo, dimensão de furos e velocidades do combustível e do gás de exaustão sobre o comportamento da chama.

Em todas as situações simuladas, relatando-se a temperatura, fração de distribuição e velocidade de mistura, foi verificado que a velocidade de combustível pode ser aumentada em até 50% a mais da velocidade de exaustão.

A Figura 16 mostra o resultado de uma das melhores configurações encontradas, um queimador com 4 furos de diâmetro de 7,5 mm e difusores com 60% de inclinação, observa-se uma chama bem ancorada e portanto mais estável.

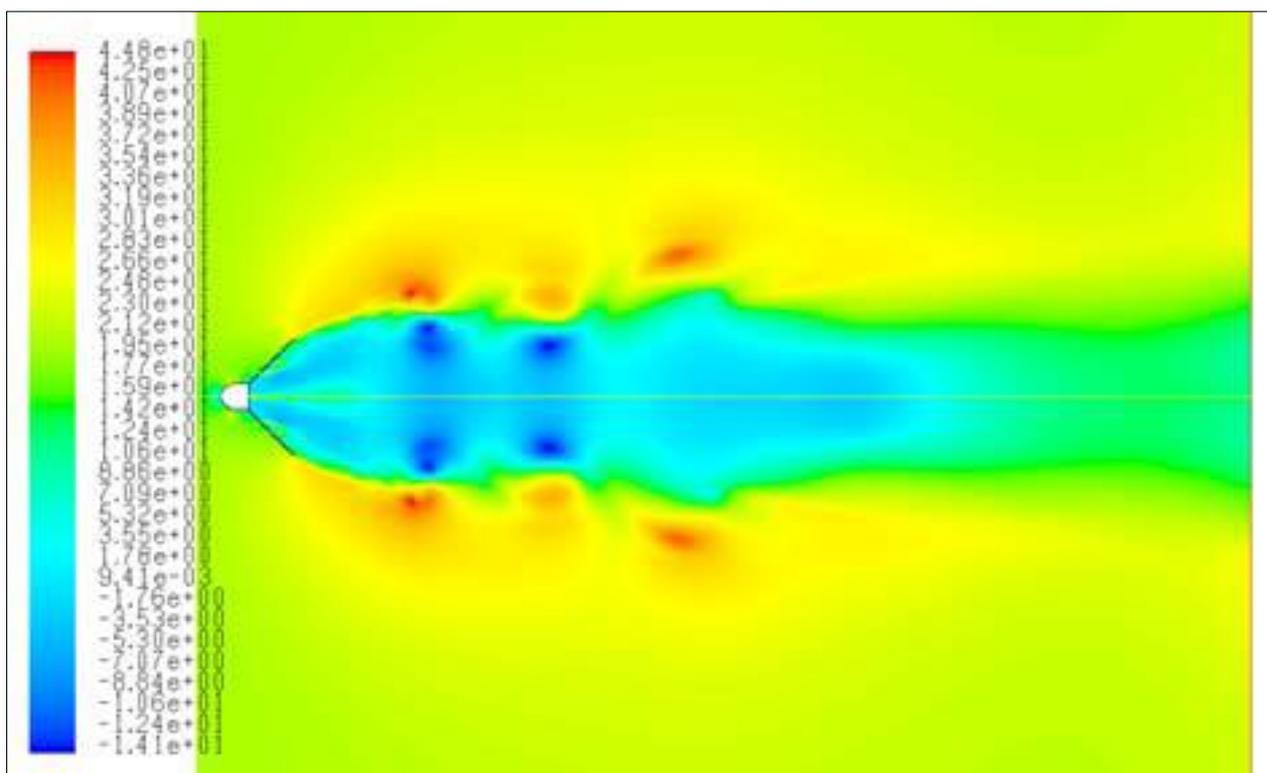


Figura 16 Velocidade Axial (m/s) de queimador.

Fonte: Chiummo *et al.*,(2006).

Conforme evidenciado, vários trabalhos já foram realizados com sucesso através do uso do CFD para estudos preliminares do comportamento do fluxo dos gases quentes e da combustão no interior do duto de entrada de caldeiras de recuperação envolvendo a aplicação dos queimadores, ou ainda, para verificar a eficácia de dispositivos de correção de fluxo de calor e redução de poluentes atmosféricos.

Porém, na maioria dos casos para os queimadores de duto, os estudos realizados existem, apenas para equipamentos originalmente projetados para a queima auxiliar necessitando por vezes apenas de algumas modificações no projeto inicial para melhora de desempenho.

Neste sentido, este trabalho vem contribuir com o desenvolvimento de um estudo sobre a possibilidade de introdução da queima auxiliar através dos queimadores de duto para uma HRSG não projetada originalmente com tal recurso, e através das experiências de diversos autores buscar identificar e corrigir se necessário os efeitos da mudança no perfil de temperatura e fluxo calor original do duto de entrada da HRSG após a introdução da queima auxiliar, adequando-a a uma nova condição de operação.

Para tanto, este trabalho com objetivo de recuperar a perda de geração de vapor durante

os períodos de queda do fluxo de calor provindo da exaustão da GT, deverá buscar o melhor perfil de distribuição de temperatura limitando-se a máxima de 540°C limite de temperatura do material na região de entrada do feixe de tubos da caldeira.

## 2.2 Ciclo Combinado

O ciclo combinado é composto pela união de dois ciclos termodinâmicos diferentes em uma mesma planta, operando através de uma mesma fonte de calor de forma sequencial para a produção de energia. Quando os dois ciclos estão combinados, a eficiência que pode ser alcançada é maior do que em um destes ciclos operando de forma independente. Um dos primeiros ciclos combinados a operar para uma concessionária de energia elétrica foi um projeto da General Electric que produzia 3,5 MW de potência instalada em 1949 em Oklahoma. Esta primeira geração de plantas de ciclo combinado conseguia recuperar de 10% a 30% da energia dos gases de exaustão da GT para aquecer a água ou o ar de combustão para as caldeiras, conseguindo-se de 5-6% de eficiência a mais em relação ao ciclo Rankine convencional.

O ciclo combinado Brayton/Rankine é o mais desenvolvido e difundido atualmente, neste a produção de vapor na caldeira de recuperação se dá através da utilização da energia disponível nos gases quentes de exaustão da turbina a gás por de trocadores de calor. O vapor produzido é então direcionado a uma turbina a vapor para a geração de energia elétrica. As plantas de ciclo combinado Brayton/Rankine tiveram a sua consagração a partir de 1970, quando as turbinas a gás ficaram maiores e começaram a alcançar temperaturas suficientemente altas devido a novas tecnologias de materiais e de resfriamento acompanhadas do avanço aerodinâmico dos compressores. Estes avanços fizeram com que as turbinas a gás fossem grandes o suficiente para a construção das primeiras plantas termoelétricas a utilizar as caldeiras de recuperação de calor (HRSG) que eram capazes de gerar vapor com temperaturas acima de 400°C.

Nos dias de hoje com os ciclos combinados Brayton/Rankine a eficiência chega a patamares de 60% de eficiência. A Figura 17 mostra um esquema básico de um ciclo combinado moderno.

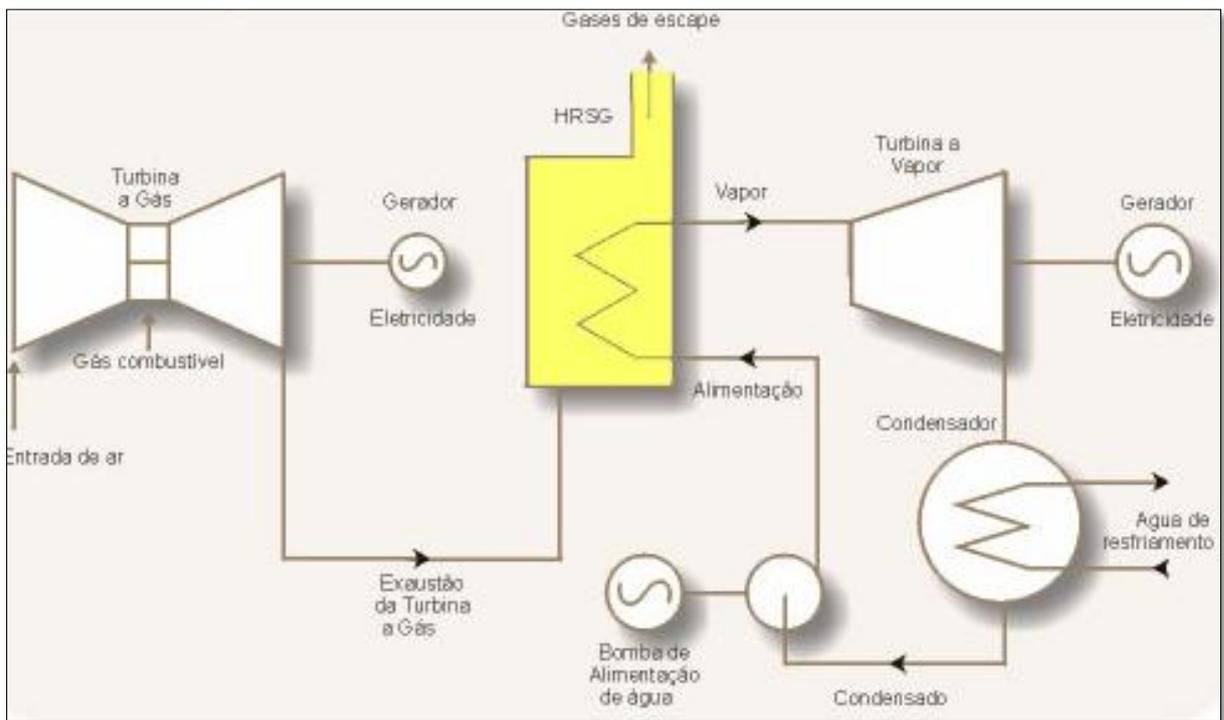


Figura 17 Esquema básico de um ciclo combinado Brayton/Rankine.

Fonte: <http://www.pantanalenergia.com.br>, acessado em setembro (2014).

Com capacidade instalada de 490 MW em ciclo combinado a UTE do Atlântico além de fornecer energia suficiente para o complexo siderúrgico ainda é capaz de fornecer até 235 MW de energia excedente para o Sistema Interligado Nacional, suficientes para atender 2 milhões de residências, ou seja, 17% da população do Estado do Rio de Janeiro.

A Figura 18 apresenta um esquemático em 3D da UTE do Atlântico um ciclo combinado com 490MW de potência.

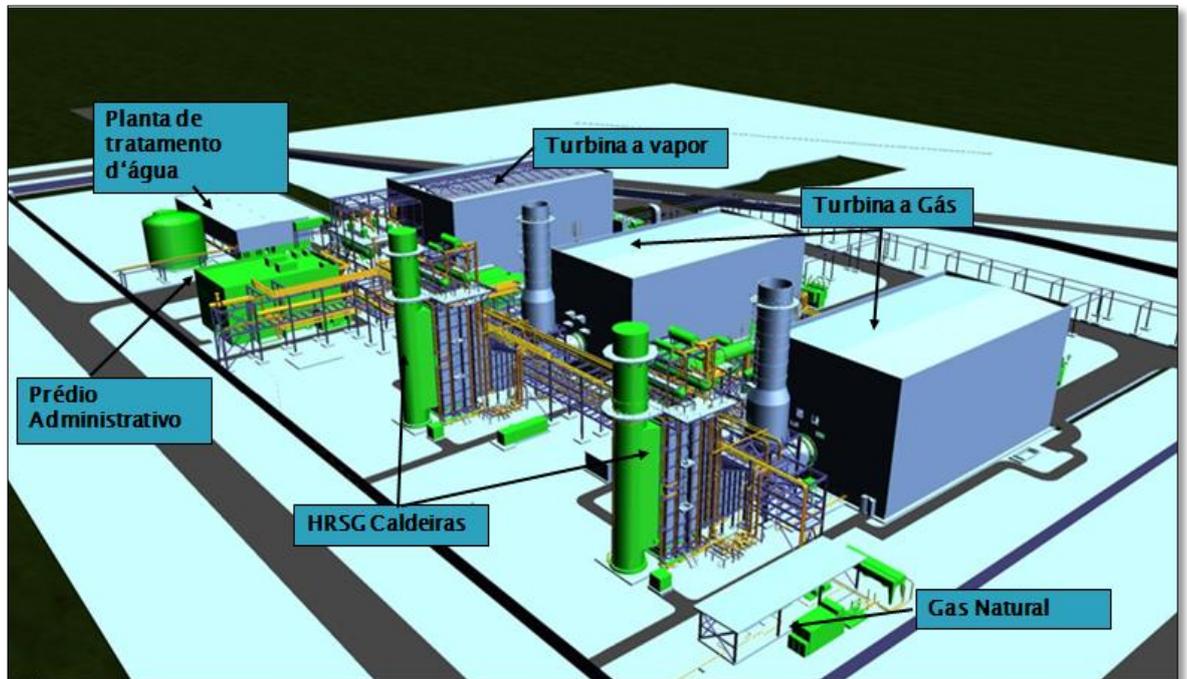


Figura 18 Desenho em 3D das instalações da UTE do Atlântico.

## 2.3 Caldeiras de Recuperação de Calor

A caldeira de recuperação, HRSG, é basicamente um trocador de calor em contracorrente, composto por uma série de secções: superaquecedor, evaporador e economizador; estes são montados geometricamente em sequência, desde a entrada do gás até a sua saída, visando maximizar a recuperação de calor dos gases e a geração de vapor. Uma HRSG representa um componente fundamental numa instalação de ciclo combinado, afetando, além do custo inicial de investimento, custos de operação e eficiência global (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Seu papel é extrair energia térmica do calor que seria desperdiçado de uma turbina a gás, ou de algum outro processo de combustão de aplicação industrial para produção de vapor. Serão o objeto de estudo deste documento as HRSG's acopladas a turbinas a gás para a produção de vapor destinado a geração de energia elétrica.

Para operar de forma eficiente com os avanços das turbinas a gás, novas caldeiras capazes de operar com altas temperaturas e pressões começaram a ser desenvolvidas. A partir de 1958 equipamentos capazes de soldar aletas em espiral contínua em tubos foram introduzidos por fabricantes de caldeiras. Estes tubos de paredes mais finas e maior superfície de troca conseguiram recuperar o calor sensível dos gases de escape da turbina a gás com mais eficiência e assim entre 1957 e 1959 foram fabricadas as primeiras caldeiras de tubos aletados. A Figura 19 mostra exemplo de tubos de aletas sólidas e aletas serrilhadas.



Figura 19 Exemplo de tubos de aletas sólidas e aletas serrilhadas.

Fonte: HRSG *Training Course* Evonik Brazil, (2010).

Atualmente a HRSG pode ser projetada para ir de encontro às necessidades de qualquer instalação industrial. Existe uma grande variedade de caldeiras de recuperação, desde as que funcionam segundo o ciclo sem reaquecimento e pressão única, até os de ciclo com reaquecimento simples/múltiplo e tripla pressão. A Figura 20 apresenta a foto de uma HRSG com três níveis de pressão.



Figura 20 Foto de uma HRSG com 3 Estágios de pressão e reaquecedores.

Fonte: ( <http://www.chinaboilers.com>, 2015).

Diferentes configurações de HRSG são possíveis, dependendo das características do calor a ser aproveitado e do intuito da usina (carga base, carga parcial, carga cíclica ou pico).

Há ainda a possibilidade de produção de vapor com uma combustão suplementar se for desejado vapor a temperaturas mais elevadas ou em maior quantidade. Estas unidades podem ser economicamente projetadas para recuperar aproximadamente 95% da energia dos gases de exaustão da turbina disponíveis para geração de vapor ou outra forma de calor útil (FISK *et al.*,1994). Níveis maiores de eficiência podem ser alcançados, porém o custo da

superfície de troca térmica deve ser avaliado em comparação com a energia adicional recuperada para estabelecer até que ponto compensa os investimentos.

### 2.3.1 Classificação Segundo a Força Motriz para a Recirculação

A classificação por este critério é referente à forma com que a água circula no interior dos tubos.

- **Caldeira de circulação natural:**

Nestas caldeiras a circulação ocorre impulsionada pela diferença da densidade entre as fases líquida e vapor. Para estas caldeiras não há necessidade de bomba para garantir a circulação.

- **Caldeira de passe único:**

A circulação se estabelece pela diferença de pressões gerada por uma bomba mecânica. Este sistema permite a geração de vapor a parâmetros supercríticos nas inovadoras caldeiras de passe único (*Once-Through Steam Generators-OTSG*), na qual a água de alimentação é convertida diretamente em vapor superaquecido, sem a utilização de tubulões. A Figura 21 apresenta um esquema do funcionamento de uma caldeira de passe único.

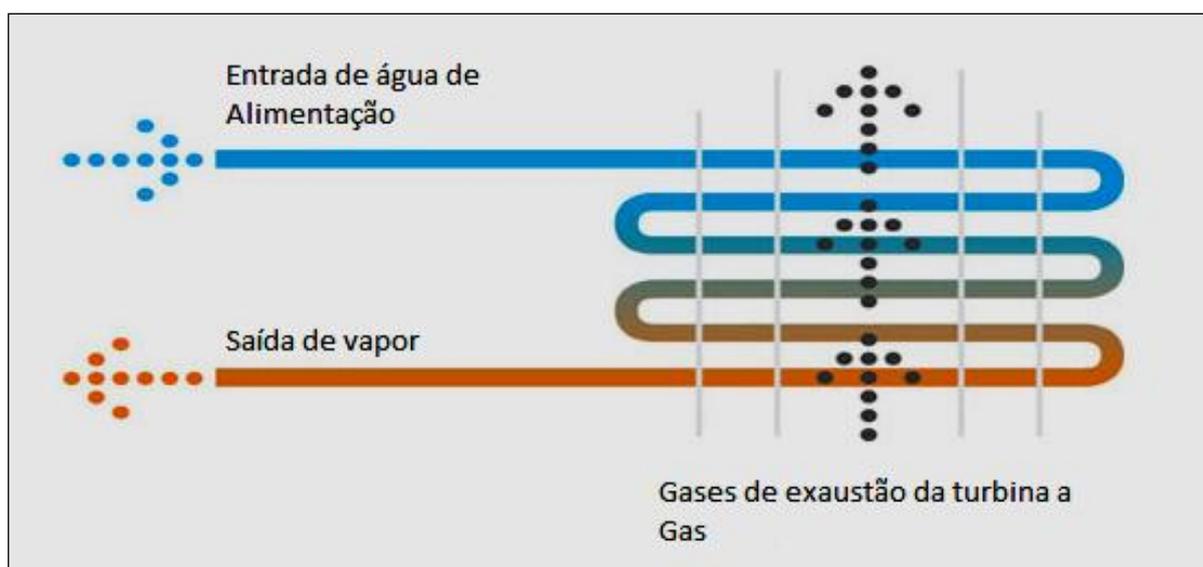


Figura 21 Esquema do funcionamento de uma caldeira de passe único.

Fonte: (<http://otsg.com/about/about-otsg>, 2014).

As caldeiras de passe único eram projetadas para operar combinadas a turbinas aeroderivativas ou pequenas turbinas industriais. Atualmente, novos projetos têm surgido capazes de lidar com configurações combinadas a uma maior gama de turbinas a gás. As OTSG se caracterizam por serem mais resistentes à fadiga térmica, uma vez que não existem componentes com paredes muito espessas. Logo, caldeiras supercríticas são vantajosas para operar em carga cíclica. Outra vantagem é a capacidade de funcionar a seco por longos períodos, permitindo que a caldeira parta simultaneamente com a turbina a gás; porém como desvantagem tem um maior custo de instalação. A Figura 22 apresenta um esquema simplificado de aplicação de uma caldeira de passe única associada a uma turbina a gás.

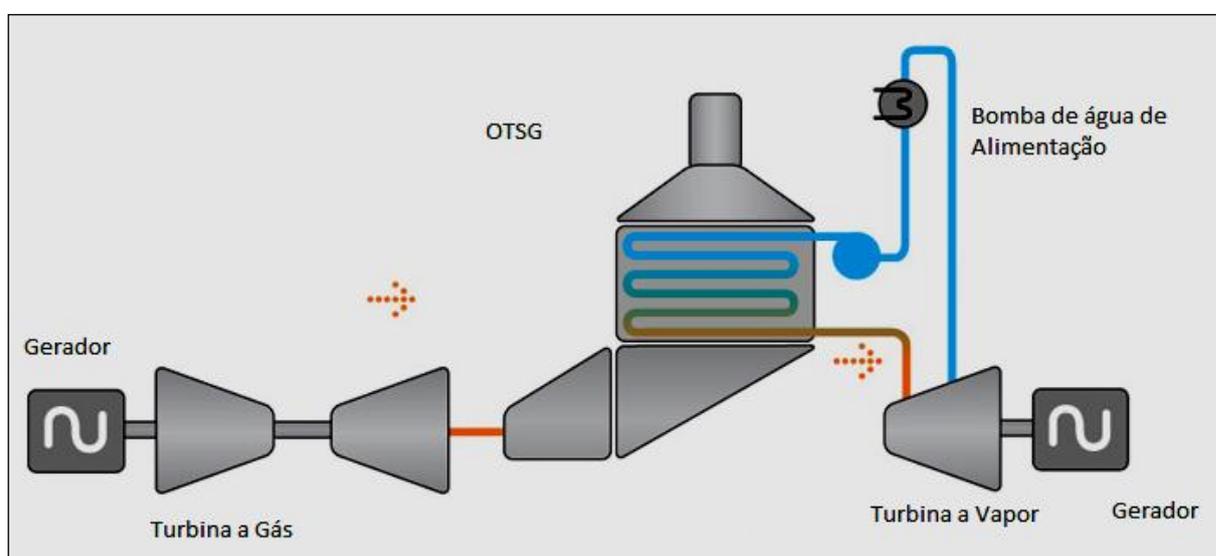


Figura 22 Esquema simplificado de aplicação de uma OTSG

Fonte: <http://otsg.com/about/about-otsg>, (2014).

### 2.3.2 Classificação Segundo o Arranjo das Superfícies de Aquecimento.

- **Caldeira de recuperação de arranjo horizontal:**

Estas caldeiras têm as superfícies de troca de calor dispostas ao longo do plano horizontal. Este arranjo permite a colocação das partes de troca de calor sem esforço estrutural, maximizando a recuperação de calor e geração de vapor. Porém, a caldeira ocupa uma maior área no plano horizontal. Estas são mais comuns na América do Norte e normalmente trabalham com circulação natural, fazendo o uso de sistemas com diversas pressões, três pressões para sistemas maiores e duas pressões de operação para usinas de

menor porte. A Figura 23 mostra um desenho em corte de uma HRSG de arranjo horizontal.



Figura 23 Vista de uma caldeira de arranjo horizontal em corte.

Fonte: (<http://www.directindustry.com/prod/alstom-power-generation/vapor-generators-heat-recovery>, 2014).

Entre os principais aspectos de uma HRSG horizontal podemos citar:

Vantagens:

- Os módulos são normalmente padronizados, facilitando a construção e conexões.
- Design modular, o que requer menos soldas em campo, consequentemente sua construção é mais rápida e menos propensa ao erro.
- Ligas de alta temperatura no superaquecedor e reaquecedor dão mais força, resistência à oxidação e proteção contra fadiga térmica.

Desvantagens:

- Alta variação de temperatura do economizador durante a partida.
- Condensação no superaquecedor e reaquecedor.
- Considerável dilatação térmica em módulos muito altos.
- Diferenças de temperatura nas juntas de tubos.

- Difícil acesso para inspeção, manutenção e reparo.
- Dificuldade para uniformizar a distribuição do gás de exaustão.

- **Caldeira de recuperação de arranjo vertical:**

As caldeiras de recuperação deste tipo têm as suas superfícies de troca de calor dispostas ao longo do plano vertical. A vantagem deste modelo é que ocupa uma menor área no plano horizontal, contudo apresentam a desvantagem de exigir maior reforço estrutural, encarecendo o investimento. A Figura 24 mostra um desenho em corte de uma HRSG de arranjo vertical.



Figura 24 Vista de uma caldeira de arranjo vertical.

Fonte: (Alstom HRSG *Technical Seminar*, 2013).

As HRSG verticais são mais compactas, adequando-se melhor ao ambiente europeu.

Entre as suas vantagens podemos citar:

- Evita os formatos de serpentina, o que permite livre expansão térmica.
- Configuração que permite que a carcaça expanda juntamente com os conjuntos de tubos, reduzindo as tensões térmicas.
- Menores recipientes de água que reduzem a inércia térmica.
- Mais leve devido ao menor número de módulos e aço.
- Design* mais simples, com menos conexões entre tubos.
- Usuários afirmam que este é um equipamento mais adequado do que as caldeiras horizontais para operar ciclicamente.

Desvantagens:

- O suporte dos tubos deve ser muito bem fixado, de forma a evitar o arqueamento entre os suportes.
- Pode acumular água na tubulação em caso de grandes arqueamentos, podendo gerar um golpe de aríete na tubulação.
- Necessita bomba para promover a circulação forçada; o que reduz a eficiência do ciclo. Porém nos projetos mais recentes a circulação forçada é utilizada somente nos transientes.

### **2.3.3 Classificação Segundo os Números de Níveis de Pressão**

Uma HRSG pode ter de um a três níveis de pressão, a aplicação de dois ou três níveis de pressão reduz as irreversibilidades inerentes à troca de calor entre os gases e o vapor, já que diminui a diferença de temperatura entre ambos os fluídos. Além disso, deve-se considerar a possibilidade de que a planta necessite de vapor a vários níveis de pressão, o que pode ser interessante em instalações de cogeração. A Figura 25 mostra o feixe tubular e os tambores de uma HRSG de três níveis de pressão.

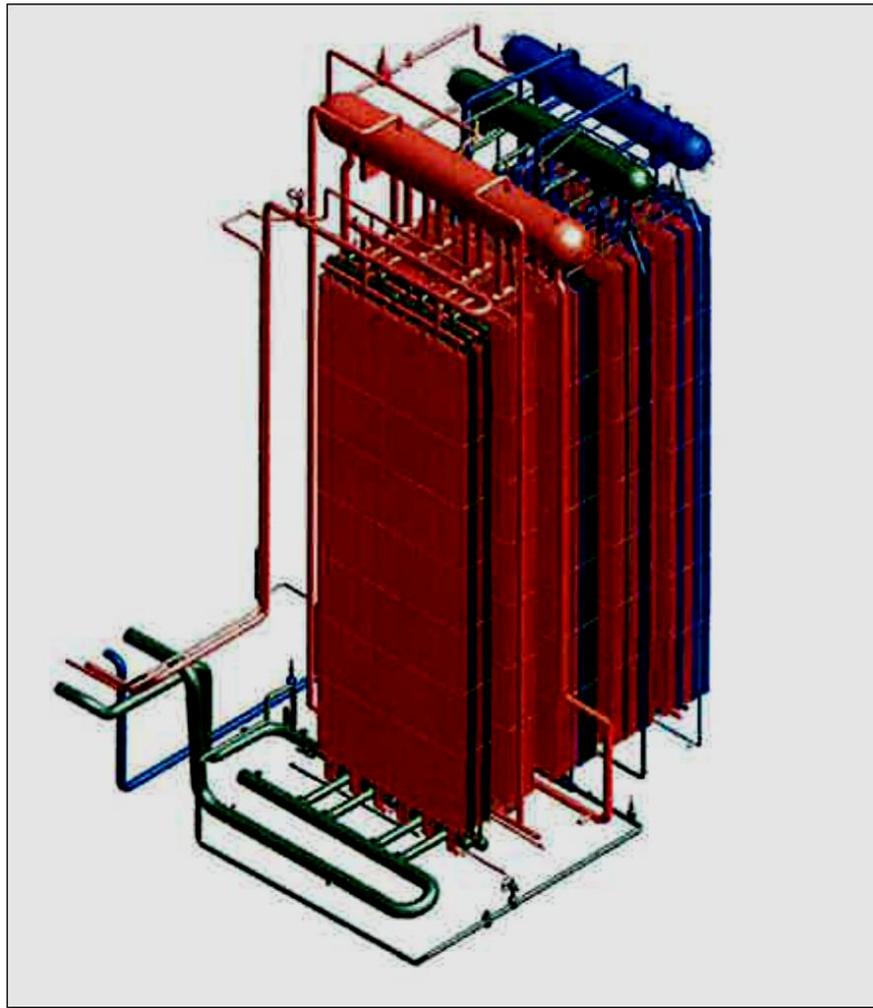


Figura 25 Vista dos tambores e feixe tubular de uma HRSG de três níveis de pressão.

Fonte: Alstom HRSG *Technical Seminar*, (2013).

Nos projetos com vários níveis de pressão, consegue-se maior flexibilidade de aplicação, bem como um aumento da eficiência da caldeira de recuperação de calor. Nas centrais termelétricas de ciclos combinados, mediante escolha apropriada dos níveis de pressão, pode-se aumentar a eficiência e potência gerada na instalação. Neste caso, os diferentes níveis de pressão são empregados para o reaquecimento de vapor intermediário na turbina a vapor ou para a utilização no desaerador.

Na Figura 26 são apresentados os diagramas termodinâmicos nos eixos T-s de uma planta de ciclo combinado empregando uma caldeira com um nível de pressão e com três níveis de pressão respectivamente, (LORA & NASCIMENTO, 2004).

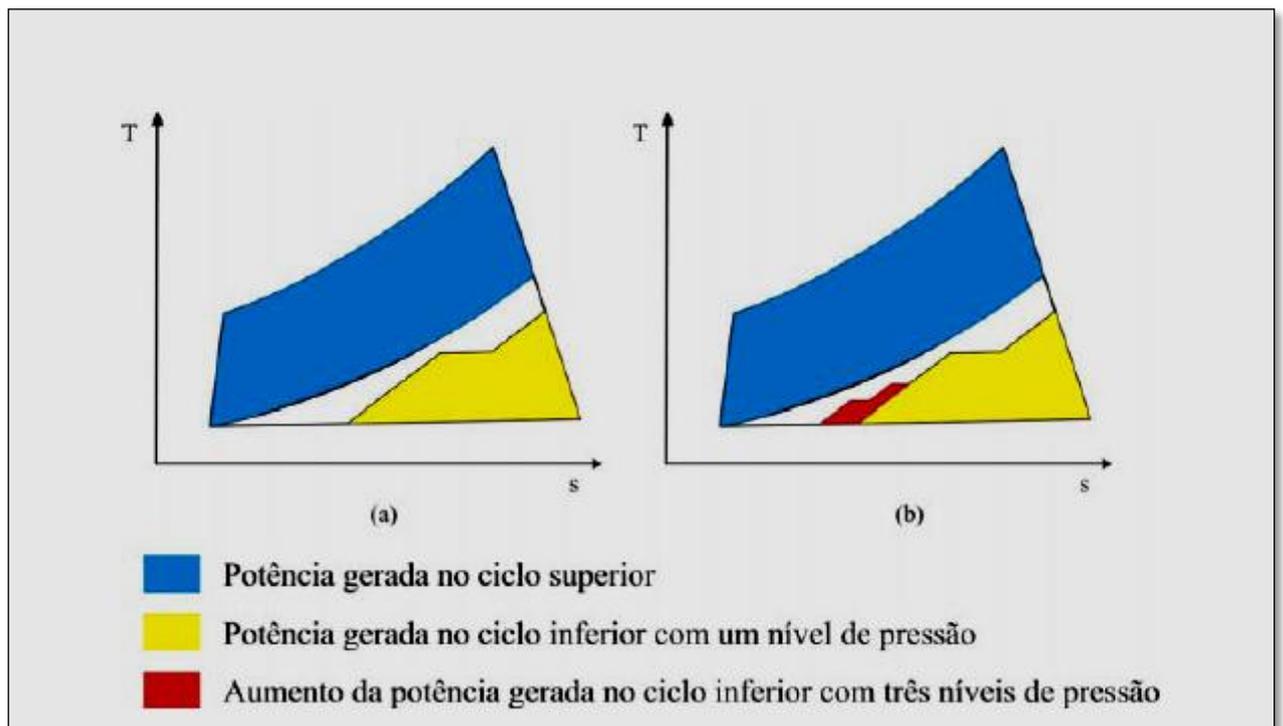


Figura 26 Vantagens do uso de vários níveis de pressão em caldeiras de recuperação.

Fonte: (Lora & Nascimento, 2004).

Böhm (1994) mostrou as vantagens do emprego de vários níveis de pressão em uma central de ciclo combinado para a geração de uma potência líquida de 670 MW. Os resultados apresentados na Tabela 3.1 foram obtidos considerando-se como referência uma caldeira de dois níveis de pressão, com parâmetros iniciais do vapor de 8 MPa e 540°C, sem reaquecimento. Foram comparadas caldeiras de recuperação com diferentes níveis de pressão, com e sem reaquecimento e com parâmetros iniciais do vapor de 8 e 25 MPa e 540 °C. Em todas as variantes comparadas, a pressão no condensador é 4 kPa, com uma temperatura de saída dos gases da turbina a gás de 582°C. No caso particular de quatro níveis de pressão, foi analisado também o aumento de eficiência para uma temperatura inicial do vapor de 570°C. Podendo-se concluir que o uso de vários níveis de pressão conduz, de fato, ao aumento na eficiência da planta, mas seu efeito é maior quando é combinado com parâmetros mais elevados do vapor, e é implementado o reaquecimento do vapor intermediário na turbina a vapor. A análise mostra que mesmo que o aumento da eficiência da planta seja pequeno o impacto em termos de potência é mais significativo.

Tabela-1 Valores da variação da potência gerada na central termelétrica.

<b>Casos</b>	<b><math>\Delta\dot{W}</math> (MW)</b>
<b>8 MPa / 540 °C</b>	
Um nível de pressão	-21
Dois níveis de pressão (caso referência)	0
Dois níveis de pressão, simples reaquecimento.	6
Três níveis de pressão	8
Três níveis de pressão, simples reaquecimento.	15
<b>25 MPa / 540° C</b>	
Dois níveis de pressão	8
Três níveis de pressão, simples reaquecimento.	24
Quatro níveis de pressão, duplo reaquecimento.	28
<b>25 MPa / 570 °C</b>	
Quatro níveis de pressão, duplo reaquecimento.	30

Fonte: (Lora & Nascimento, 2004).

Os valores de aumento da eficiência da planta em pontos percentuais para as diferentes alternativas são apresentados na Figura 27.

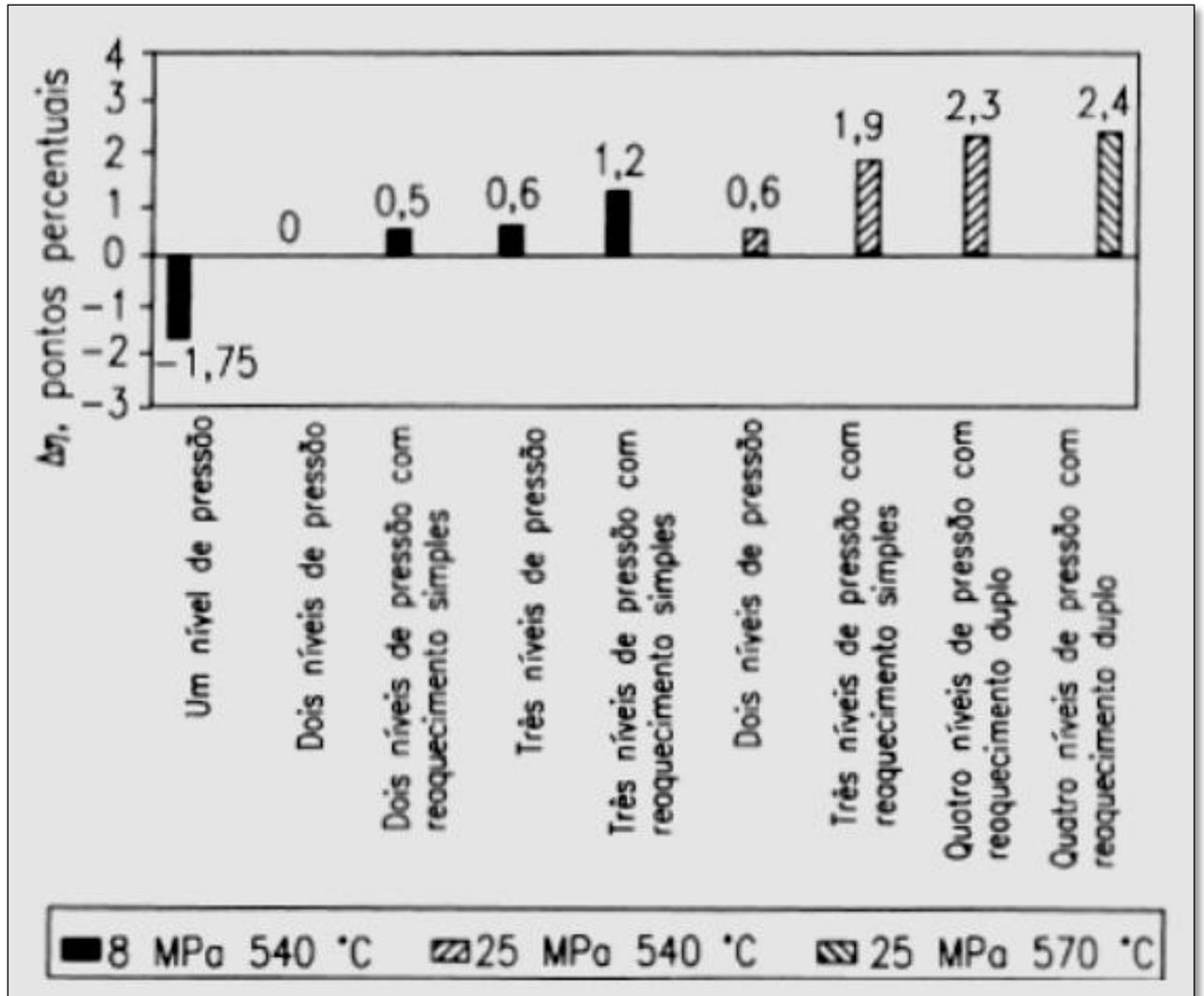


Figura 27 Vantagens do uso de vários níveis de pressão na caldeira de recuperação.

### 2.3.4 Classificação Segundo o Modo de Recuperação

As caldeiras de recuperação podem de acordo com este critério dividir em duas classificações básicas; com queima suplementar e sem queima suplementar.

- **Caldeira de recuperação de calor com queima suplementar:**

A queima suplementar se faz necessária quando se deseja aumentar a capacidade de produção de vapor na caldeira e a potência gerada no ciclo inferior a vapor. A Figura 28 demonstra um esquemático básico de HRSG com queima suplementar.

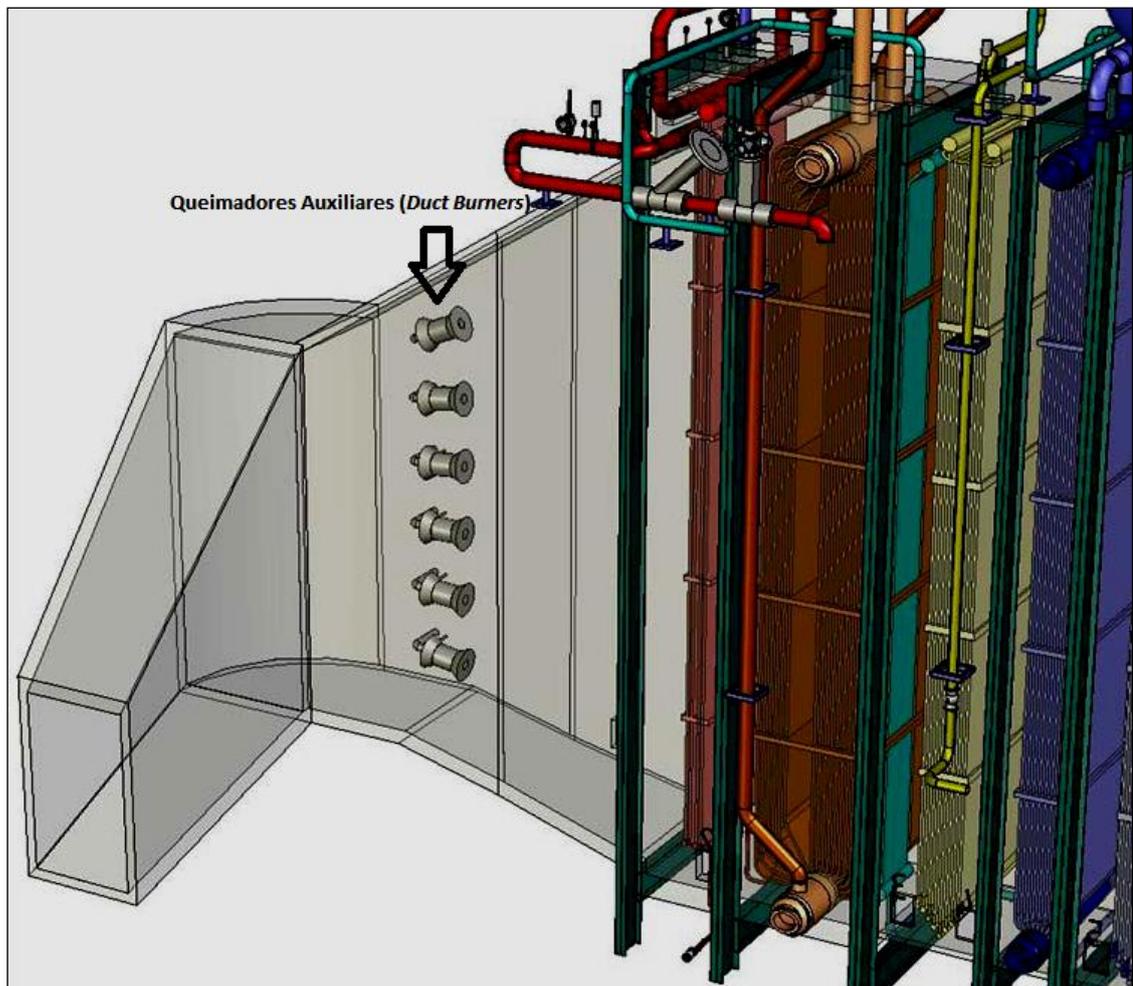


Figura 28 Exemplo de esquemático básico de HRSG com queima suplementar.

Fonte: HRSG *Training Course* Evonik Brazil, (2010).

O uso de queimadores auxiliares instalados no duto de entrada da HRSG propicia um aumento na temperatura e na quantidade do vapor superaquecido resultante. Os gases recuperáveis geralmente são “limpos”, devido à queima de combustíveis de boa qualidade na turbina a gás e com teor de oxigênio excedente em torno de 15 % em volume o que permite a queima do combustível sem a necessidade do insulfamento de ar adicional na própria caldeira. Sua eficiência térmica global é menor, porém, em certas aplicações seu uso é economicamente vantajoso, pois permite o aumento de geração elétrica durante os períodos de pico de demanda e de altos preços de energia no mercado; possibilita melhores taxas de rampa de partida e recuperação de carga mais rápida. As Figuras 29 e 30 mostram respectivamente um queimador do tipo concêntrico e um modelo de queimador do tipo em linha separado por fluxo.

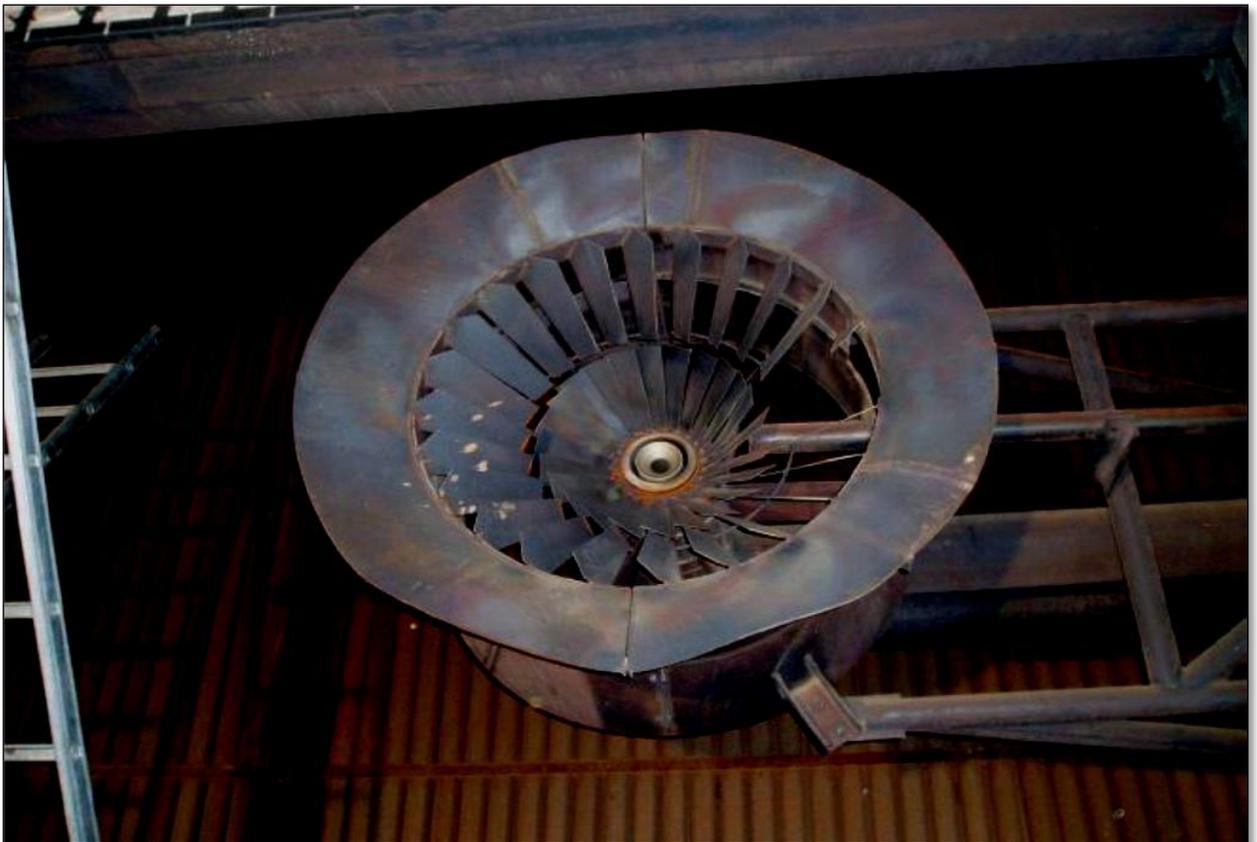


Figura 29 Foto de um queimador de duto do tipo concêntrico.

Fonte: HRSG *Training Course* Evonik Brazil, (2010).



Figura 30 Foto de um queimador de duto do tipo em linha.

Fonte: *HRSB Training Course* Evonik Brazil, (2010).

## 2.4 HRSB Partes Principais

A HRSB tem dois caminhos de fluxos, o circuito água /vapor e o circuito de passagem dos gases. O circuito de passagem dos gases inicia-se no duto de transição dos gases para a entrada da HRSB e segue até a chaminé de saída dos gases. O calor é absorvido por uma série de componentes de transferência de calor localizados no caminho da corrente de gás de escape GT. As diversas secções de transferência de calor HRSB são construídas em módulos que contêm conjuntos de tubos chamados de harpas e seus componentes associados.

Os módulos estão dispostos verticalmente e perpendicularmente ao fluxo dos gases de escape da GT. As superfícies de transferência de calor estão localizadas de tal modo a proporcionar a máxima diferença entre a temperatura dos gases de escape e as temperaturas

do vapor e da água no interior dos tubos. Os módulos são fabricados para serem transportáveis a Figura 31 mostra um esquemático básico de um módulo do tipo *Top Supported*.

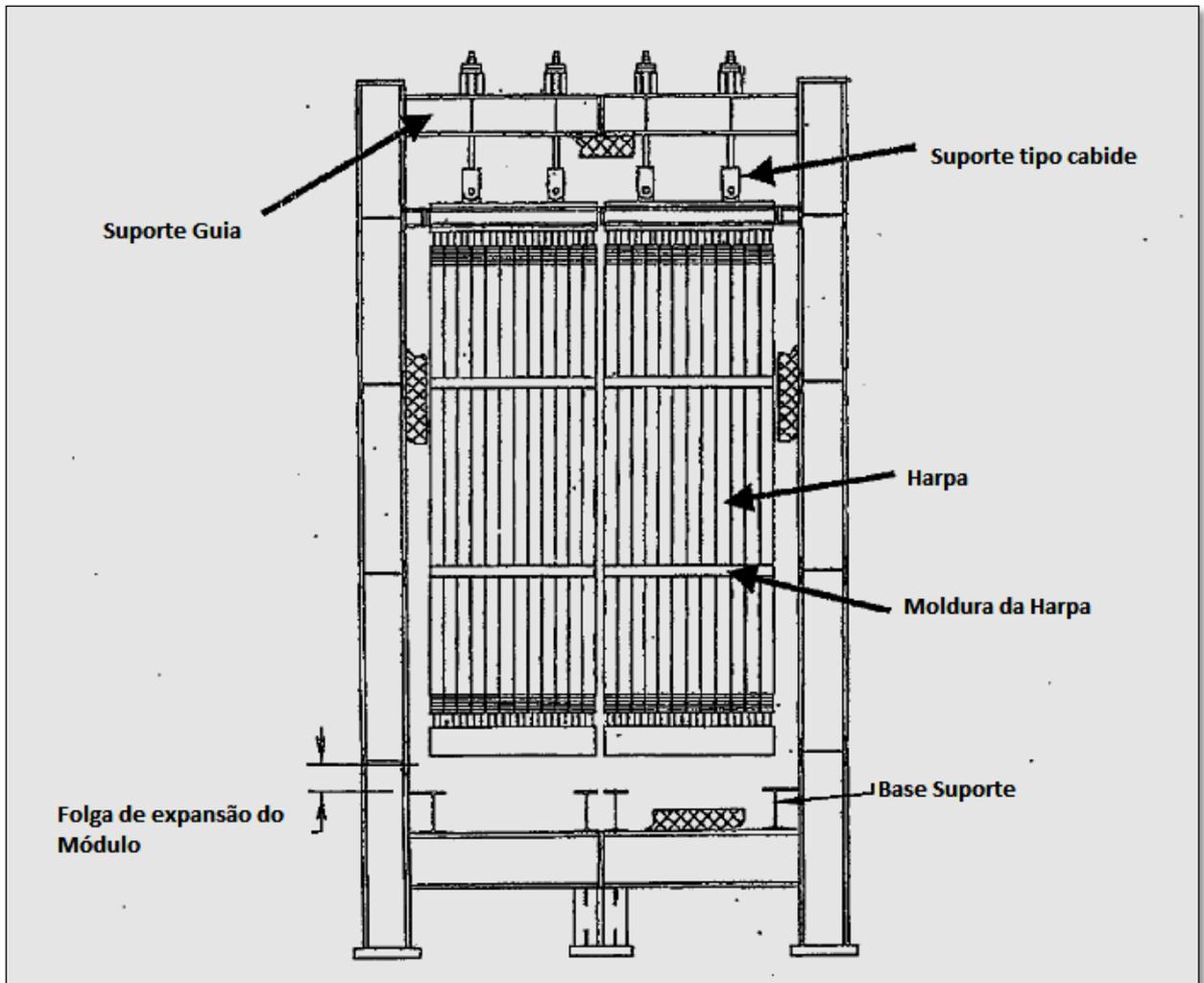


Figura 31 Esquemático básico de um módulo do tipo Top Supported.

Fonte: Manual de Treinamento para HRSG Kawasaki, (2007).

O circuito água /vapor inicia-se nos economizadores seguidos pelos evaporadores e por último estágio os superaquecedores. Para melhor entendimento a Figura 32 mostra um esquemático simples de uma HRSG com os perfis de temperaturas associados aos seus fluxos

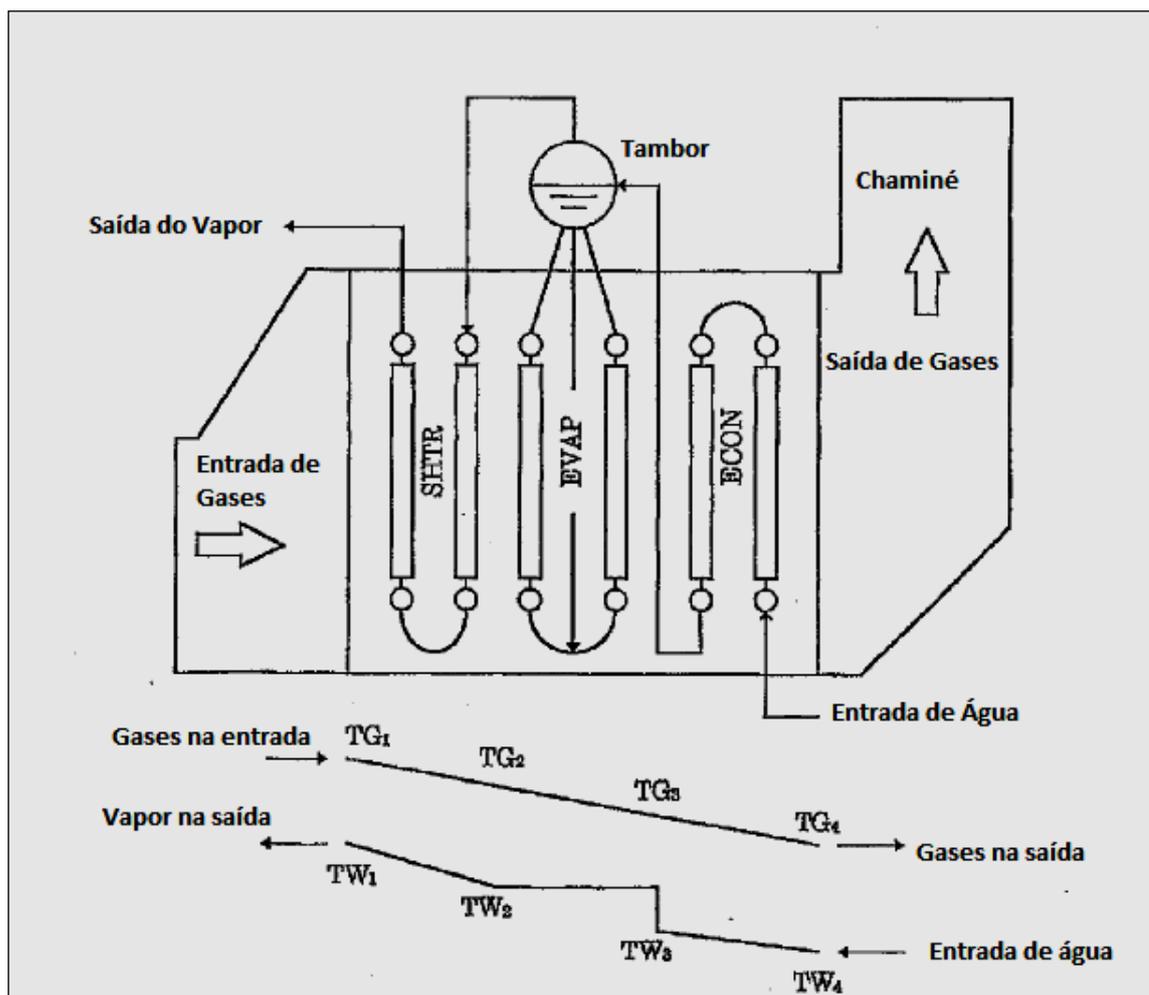


Figura 32 Esquemático simples de uma HRSG com os perfis de temperaturas associados.

Fonte: Manual de Treinamento para HRSG Kawasaki, (2007).

A transferência de calor se dá pela troca de energia térmica a partir de uma mídia para outra. Em uma HRSG esta transferência de energia é entre gases de escape GT e o circuito de água/vapor. Isso ocorre porque o gás da GT está em um nível de energia mais elevado do que o nível de energia da água. A diferença do nível de energia é medida como um diferencial de temperatura. Quanto maior for o diferencial de temperatura, maior a transferência de energia.

O regime predominante de transferência de calor na HRSG é por convecção forçada. A transferência de calor por convecção é regida pela temperatura do gás, velocidade do gás, temperatura inicial e final de vapor/água, pressão de operação e área de superfície. A temperatura do gás e a velocidade são ditadas por operações da GT. As temperaturas e pressões de vapor são definidas por parâmetros de projeto. As superfícies são estabelecidas

durante a fase de projeto para alcançar as condições finais de vapor necessárias.

A transferência de calor por convecção é reforçada através do uso de superfícies extensas e velocidades superficiais do gás que se aproximam de um máximo de 30 m/s. Para velocidades de gás acima de 30 m/s ocorre o risco de erosão da parede do tubo e de excessiva contra pressão para a GT. A queda de pressão máxima para estas HRSGs é de cerca de 260 milímetros de coluna de água. A superfície estendida para a HRSG é obtida através da utilização de tubos com aletas. As aletas são fitas de aço enroladas em espiral em torno do exterior do tubo e podem ser serrilhadas ou de configuração sólida soldada por resistência às paredes dos tubos.

O tubo aletado absorve a energia térmica do fluxo do gás passante por convecção, energia térmica esta que é conduzida pelas paredes dos tubos para o fluido que passa pelo seu interior.

- **Economizadores:**

O primeiro componente circuito evaporador é o economizador. A função de um economizador é aumentar a temperatura da água a uma "abordagem" perto da temperatura de saturação. Abordagem a temperatura é cuidadosamente escolhida para garantir a máxima eficiência de absorção de energia de calor e flexibilidade operacional.

Economizadores são trocadores de calor de um passe. Estes componentes podem ser concebidos para serem de vaporização ou não de não vaporização. A seleção é baseada em considerações operacionais, qualidade da água, otimização da absorção de calor e vida da caldeira. Os economizadores incorporados na HRSG deste projeto são do tipo de não vaporização.

A vaporização nesta seção para esta HRSG é resultado da absorção de energia de calor para além dos seus limites de concepção podendo ocasionar danos aos feixes tubulares. Isto pode ocorrer durante os episódios de alto fluxo dos gases de escape da GT e fluxo de água baixo para o economizador.

Os economizadores (*economizers*-ECOs) recebem a água de entrada da HRSG via bombas de alimentação, pré aquecendo-a a medida que esta percorre seus feixes de tubo até o tambor. A água pré-aquecida pelo ECO alimenta o tambor de baixa pressão, que por sua vez distribui o fluxo para os evaporadores (*evaporators*- EVAs) através dos tubos de descida (*downcomers*). Em resumo os economizadores trazem as temperaturas da água de alimentação da caldeira para o desejado na seção de entrada do evaporador. Deve haver um economizador para cada nível de pressão na HRSG.

- **Tambor de Vapor:**

Os tambores de vapor agem como separadores de vapor e água, tanques de armazenamento, e locais de tratamento de água para controle da pureza do vapor e são projetados para operar na área ou sob a curva de saturação.

A mistura água e vapor que entra no tambor a partir dos tubos de subida são geralmente de 5% a 30% de vapor, dependendo da carga e da pressão da caldeira. A baixa relação de vapor/água protege os tubos de falhas de superaquecimento devido à natureza do processo de vaporização.

No tambor o vapor saturado é separado da mistura de vapor / água. O vapor separado sobe para os coletores de vapor saturado à medida que a água de alimentação provinda do economizador entra. A água separada da mistura de vapor / água é depois recirculada em conjunto com a água de alimentação para a absorção de calor através dos tubos do evaporador. A separação de vapor / água é feita através de uma combinação da gravidade e separadores mecânicos.

A separação primária de vapor que remove quase toda a água a partir da mistura é realizada com separadores tipo ciclone para os tambores de vapor HP e LP. Os ciclones, essencialmente cilíndricos em sua forma, estão dispostos internamente ao longo do comprimento do tambor. A mistura de vapor / água do tubo de ascensão entra tangencialmente no separador de vapor ciclone. A força centrífuga lança a água mais densa para o exterior do cilindro onde se forma uma camada na parede do cilindro. O vapor desloca-se para o centro do cilindro e se eleva para cima. A água flui para baixo ao longo da parede do cilindro pela força da gravidade e é descarregado a partir do ciclone através de um anel localizado abaixo do nível da água. Os retornos de água separados para o ciclo de caldeira estão praticamente livres de bolhas de vapor após os ciclones, proporcionando assim uma carga positiva máxima disponível para a produção de fluxo através da circulação natural.

O vapor sobe a partir dos ciclones e passa através dos separadores de placas perfuradas localizados na parte superior do tambor para a separação secundária de vapor. A separação secundária é necessária para remover gotículas que contêm sólidos que podem passar através dos elementos de separação do vapor primário. A Figura 33 mostra o esquemático dos dispositivos de separação vapor/água primário e secundário.

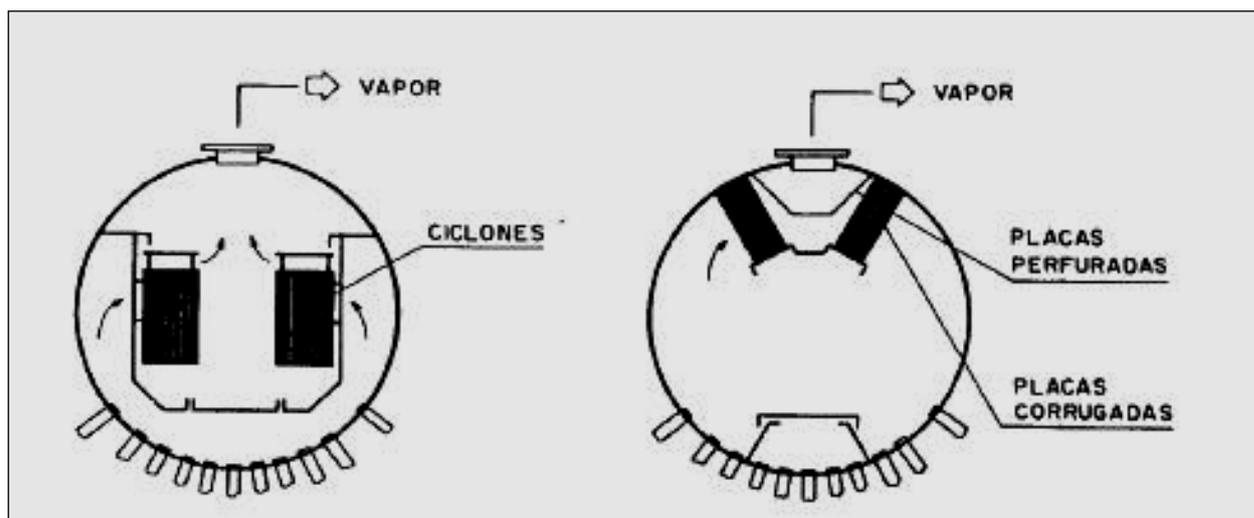


Figura 33 Esquemático simples dos dispositivos de separação vapor/água do tambor

Fonte: <http://www.sinditestrs.org.br>, março, (2015).

A velocidade do vapor através da placa perfurada é muito baixa, de modo que o re-arrastamento da água é evitado. A água recolhida é drenada a partir do fundo do conjunto do separador .

O tambor é concebido para funcionar como um tanque de armazenamento ou reservatório, permitindo que a caldeira possa acomodar perturbações na operação da bomba de alimentação e para "suavizar" excursões transientes de nível do tambor durante as oscilações de carga.

O tambor de vapor age como um vaso de contato para o tratamento da água da caldeira interna por produtos químicos. Purga contínua, para a redução da concentração de sólidos na água de caldeira é uma parte integrante do processo de tratamento químico de água. O *design* do HRSG inclui purga contínua, e a taxa de purga nominal é fixado em aprox.1.5%, mas pode ser ajustada manualmente com base na qualidade da água.

O nível do tambor pode flutuar durante oscilações de carga, a velocidade com que essas flutuações ocorrem é um resultado da taxa com que o fluxo dos gases de escape GT varia durante as rampas de carga GT.

- **Evaporadores:**

Nos evaporadores EVAs ocorre à transformação da fase líquida da água para a fase vapor. A água de alimentação após de pré- aquecida nos ECOs continua recebendo calor dos gases de exaustão dos gases de exaustão da GT até atingir o ponto de evaporação ou temperatura de saturação. Sua função é produzir vapor a pressões especificadas. A Figura 34

demonstra o processo de transformação da água da fase líquida para a fase vapor ao longo dos tubos dos evaporadores.

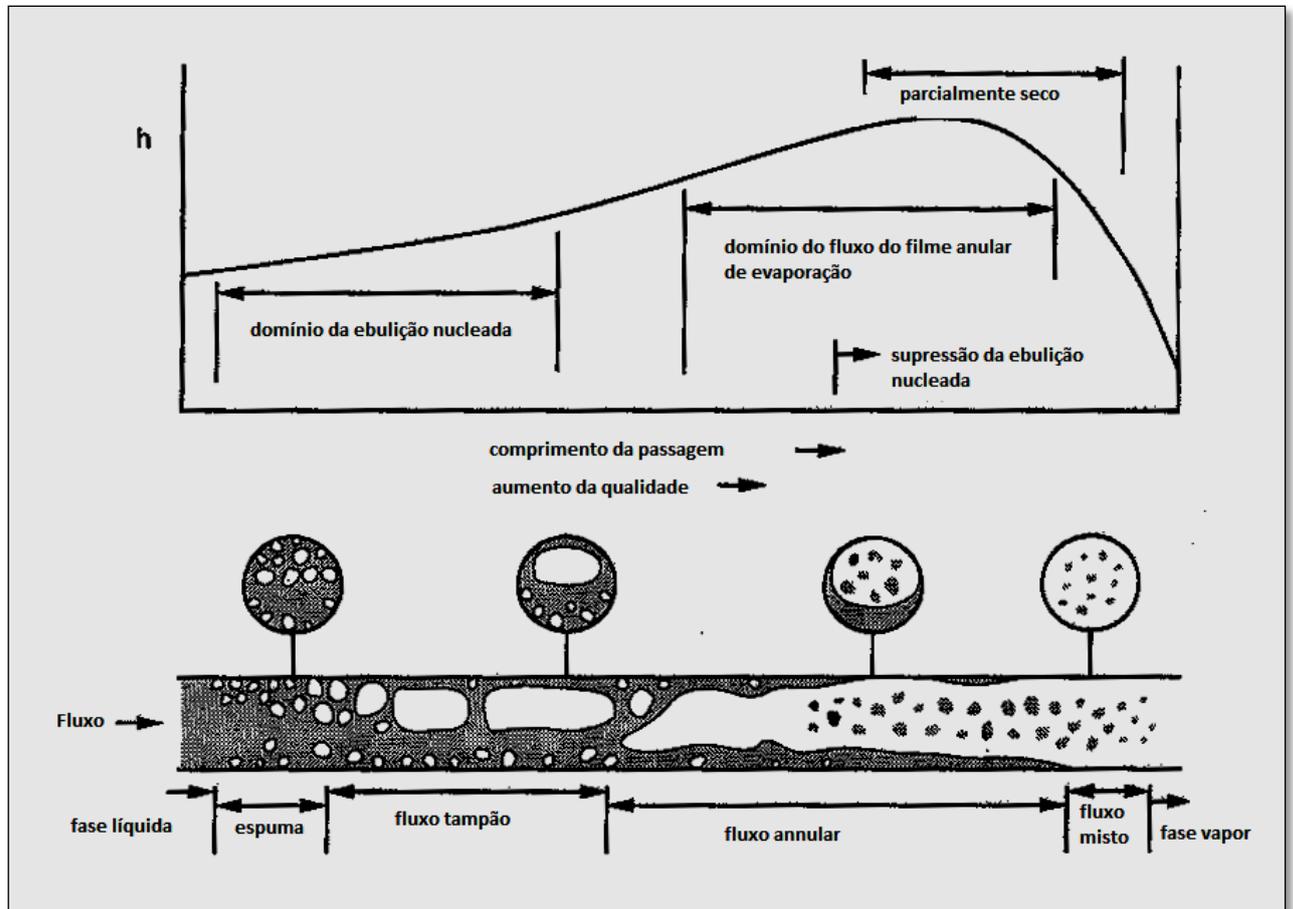


Figura 34 Processo de Transformação de fase da água nos tubos dos evaporadores.

Fonte: HRSG Training Course Evonik Brazil (2010).

A vaporização ocorre em duas etapas, em um primeiro momento o calor é adicionado à água para aumentar a sua temperatura até ao ponto de ebulição e após mais calor é adicionado para alterar a fase de água do líquido para vapor, conhecido como calor latente. Durante a mudança de fase de líquido para vapor a pressão constante, o vapor em contato com o líquido irá permanecer à temperatura constante até que a vaporização seja concluída. Deste modo, a temperatura à qual ocorre a vaporização para qualquer dada pressão é constante e é chamada de temperatura de saturação. Esta temperatura é a mesma para a água, como é para o vapor.

- **Superaquecedores:**

Os últimos grandes componentes da caldeira de recuperação são os superaquecedores (SHs- *superheaters*). O papel dos superaquecedores é elevar a temperatura do vapor acima da temperatura de saturação para que possa ser utilizado na turbina a vapor. A alta temperatura do vapor minimiza a introdução de vapor saturado que contém água líquida na forma de gotículas evitando danos as palhetas nos estágios da turbina e melhorando a eficiência do ciclo. As seções dos superaquecedores tipicamente trabalham com a maior capacidade de temperatura possível para o metal. O nível de energia do superaquecimento do vapor é medido como um aumento da temperatura do vapor para além da temperatura do vapor obtida nos evaporadores.

## Capítulo 3

# CONSIDERAÇÕES SOBRE A QUEIMA SUPLEMENTAR

A queima suplementar tem a finalidade principal de elevar a temperatura dos gases de exaustão provenientes da turbina a gas através da queima adequada de um combustível, de modo que em seguida, isto se traduza em um aumento da temperatura e produção de vapor através da troca de calor entre o fluxo e os feixes de tubos aletados da caldeira de recuperação. Porém, isso deve ser alcançado com o mínimo risco e a máxima eficiência. Nas próximas seções, serão abordados com maiores detalhes os principais ganhos e riscos associados a queima suplementar.

### 3.1 Aspectos Gerais

As Turbinas a Gás (GT) podem produzir grandes volumes de gases quentes de escape contendo suficiente oxigênio para suportar a combustão suplementar. Quando uma turbina a gás está equipada com um gerador de vapor de recuperação (HRSG), não é incomum utilizar queima suplementar para aumentar a geração de vapor ou de temperatura. O equipamento utilizado para fornecer queima suplementar geralmente é posicionado no duto entre o difusor de escape GT e a entrada HRSG. Estes sistemas de queima suplementar são muitas vezes referidos como *Duct Burners* (DB) ou queimadores auxiliares.

Estes queimadores podem ser instalados de forma a requerer uma fonte de ar externa além de dos gases de escape GT. No entanto os sistemas de DB utilizados na grande maioria dos HRSGs utilizam apenas o gás de escape GT para a combustão e não tem nenhuma fonte secundária de ar. Este tipo de sistema de DB consiste de um conjunto de tubulações de combustível, bicos de combustível, detentores de chamas, difusores, e uma estrutura de suporte dispostos segundo um padrão diretamente na corrente de gases quentes dentro do duto da HRSG.

A Queima suplementar pode produzir uma variedade de benefícios, incluindo:

- Aumento da produção de energia do ciclo combinado durante horários de ponta.
- Recuperação da perda de carga devido a condições ambientais de alta temperatura durante o verão.
- Taxas de recuperação de carga mais velozes para a o ciclo combinado (MW).
- Diminuição do custo de geração através da queima de um combustível de baixa qualidade que não seja adequado para a operação GT.
- Facilitar a manter o SCR em sua faixa de temperatura de operação com menores cargas GT.
- Capacidade de operar o ciclo de vapor sem a GT em serviço, desde que tenha um sistema de ar auxiliar instalado.
- Capacidade de operar em um modo de controle de carga de vapor independentemente da carga da GT. Isso pode ser vantajoso em aplicações de cogeração.

## 3.2 Riscos para a HRSG

A presença da queima suplementar sob a forma de queimadores auxiliares introduz um potencial de falhas para o duto de entrada bem como o risco de graves danos nos tubos da HRSG. Por exemplo, a aplicação repetida de temperaturas má distribuídas, mesmo pequenas como 20°C a 30°C em componentes que estão ligados aos trechos comuns podem produzir tensões térmicas localizadas com dano irreversível por fadiga ou deformações visíveis de distorção dos componentes. Estes problemas podem ser evitados pelo adequado desenvolvimento de um projeto de instalação, com a realização de comissionamento ideal, operação adequada e manutenção apropriada. A verificação das modificações na temperatura e velocidade do gás de exaustão, e o impacto nos tubos da HRSG pela operação dos DB devem ser avaliados cuidadosamente através de métodos eficazes e confiáveis. É importante procurar assegurar uma distribuição uniforme de calor em todo o duto para garantir a entrada de calor quase igual a todos os tubos da harpa à jusante dos DB. Estruturas de apoio aos queimadores tais como difusores e defletores são comuns para auxiliar o melhor direcionamento do fluxo de gases quentes.

Os componentes HRSG e DB que normalmente experimentam falha prematura devido ao superaquecimento ou excessivo fluxo de calor durante períodos prolongados de operação são:

- Tubos dos superaquecedores;
- Tubos dos reaquecedores;
- Tubos dos evaporadores;
- Estabilizadores de chama dos DB;
- Estrutura do duto de entrada da HRSG;
- Estrutura de suporte dos tubos;

Para os materiais normalmente utilizados para fabricar esses componentes, um aumento muito modesto na temperatura de aproximadamente 10°C pode dobrar a taxa de oxidação de superfície ou deformação sob tensão, podendo levar a reduções significativas na vida útil destes componentes.

Danos por fadiga térmica, danos por fluência acelerada, envelhecimento térmico

acelerado, e corrosão sob depósito em peças a jusante dos queimadores do duto são acumulativas e geralmente irreversíveis, portanto, esses mecanismos de danos devem ser detectados e minimizados no início. Embora a maioria destes mecanismos de dano possam exigir meses ou anos para progredir, um sobreaquecimento grave pode resultar em falha em questão de horas. Estes mecanismos de dano podem ser ativados por temperaturas globais dos gases de escape ou temperaturas localizadas superiores aos previstos pelo projeto. A Figura 35 apresenta uma falha causada por superaquecimento em tubo aletado de uma HRSG.

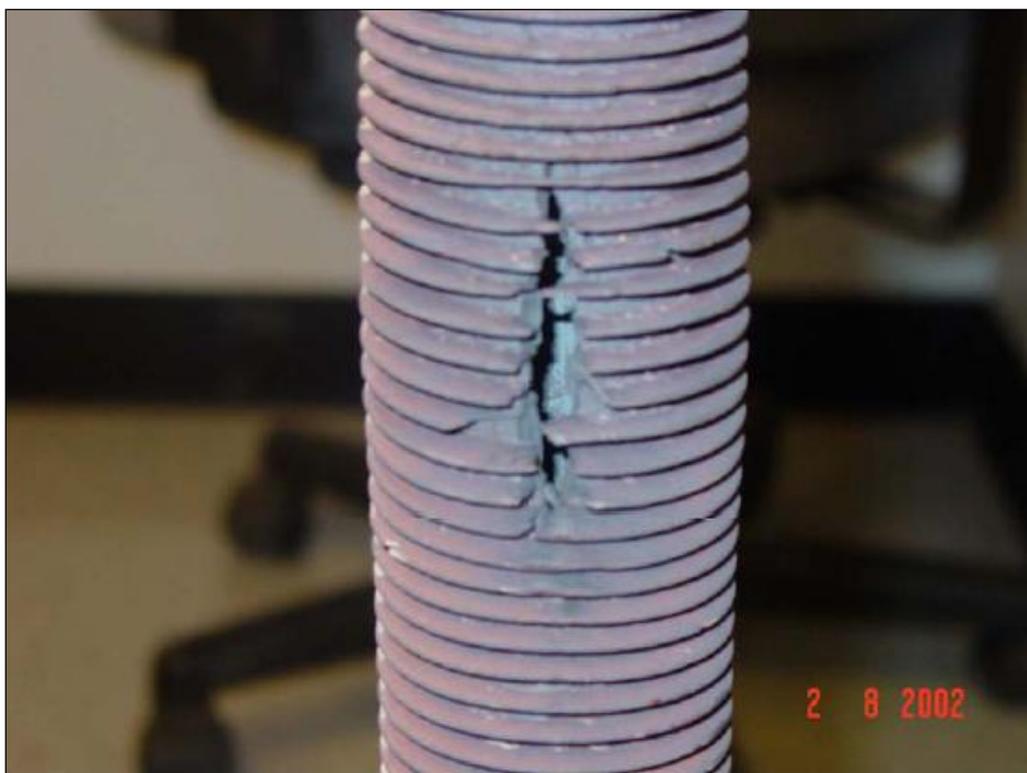


Figura 35 Falha por superaquecimento em tubo de uma HRSG

Fonte: Evaluating and Avoiding Heat Recovery Steam Generator Tube Damage Caused by Duct Burners. EPRI, (2007)

Para que a queima auxiliar possa ter uma performance adequada, os gases de escape e o combustível deverão ser distribuídos uniformemente através da série de queimadores. Isto assegura que a mistura de combustível e a velocidade dos gases necessários para a estabilidade da chama, e que a combustão completa seja consistentemente alcançada em cada injetor do queimador. Só desta forma pode-se ter temperaturas relativamente uniformes e previsíveis do gás de saída após os DBs. Todas as GTs produzem gases de escape turbulentos em padrões de velocidade estratificados. Estes padrões podem alterar não só com o modelo da

turbina, mas também com carga da GT e condições ambientais. Além disso, o tamanho e ângulo de ataque do duto de transição da GT para a HRSG pode ter um efeito profundo sobre a distribuição do gás de exaustão nas fronteiras do DB.

Muitas vezes, é necessário instalar algum tipo de dispositivo para a correção de fluxo dos gases de escape e para a equalização da velocidade. Os dispositivos de controle a montante ou dentro das fronteiras do DB mais comuns incluem placas perfuradas, lâminas guias fixas, guias de fluxo cilíndricas, conjuntos defletores de calor na HRSG. Estes dispositivos podem ser utilizados sozinhos ou combinados.

As HRSGs sem queima suplementar são relativamente imunes a um sobreaquecimento de curto prazo a menos que elas sejam operadas bem fora diretrizes de projeto. No entanto, a inclusão de queima suplementar no projeto de uma HRSG de qualquer classe e tamanho introduz o potencial de danos por sobreaquecimento. As GTs podem produzir temperaturas de escape entre 480°C a 650°C. Os queimadores de duto típicos podem produzir temperaturas de queima entre 650°C a 800°C, e pode-se até chegar a 870° C. Mesmo variações moderadas na descarga de fluxo de massa de gás de escape, temperatura e velocidade no queimador, bem como o fluxo de combustível para DB, pode resultar em temperaturas de queima maiores que a de projeto e impacto de chama nas estruturas e tubos, EPRI (2007).

As maiorias das HRSGs equipadas com queimadores de duto têm um bom número de portas de inspeção instaladas no invólucro para permitir inspeção visual do equipamento DB e das chamas enquanto a unidade estiver em serviço. É importante manter essas portas de inspeção em bom estado e usá-los com frequência para inspecionar todas as chamas a partir de uma variedade de ângulos. Qualquer alteração na cor, forma ou tamanho de chama deve ser investigada imediatamente.

Mesmo para unidades especialmente concebidas para operar com o DB é comum a definição de uma janela de operação especificada de carga da GT e de carga para os DB, e qualquer operação fora destes limites deve ser avaliada com cuidado.

Ao projetar equipamentos complexos, como a HRSG e sistema de DB, o projetista deve fazer muitas análises sobre as condições de operação em que os componentes serão expostos. Por exemplo, se a temperatura real de funcionamento é de apenas 10° C maior do que a temperatura de metal assumida, o tubo vai experimentar o dobro da taxa de fluência, daí ele vai durar apenas metade do tempo que o previsto.

## Capítulo 4

# DINÂMICA DE FLUÍDOS COMPUTACIONAL

No decorrer deste capítulo serão descritos aspectos básicos sobre a simulação numérica, enfatizando o uso das ferramentas de dinâmica dos fluidos computacional, os tipos de malha existentes, bem como os modelos de combustão e turbulência empregados.

### 4.1 Introdução a Simulação Numérica

A área de mecânica computacional procura simular diversos fenômenos físicos utilizando uma sistemática que envolve engenharia, matemática e ciência da computação. O fenômeno físico em estudo é representado por um sistema de equações parciais diferenciais (tradução do problema de engenharia para a matemática). O sistema de equações é aproximado pelo método de elementos finitos (problema de matemática aplicada e de ciência da computação). Finalmente os resultados da simulação são comparados com o fenômeno físico em estudo (engenharia). A Figura 36 apresenta a sequência de etapas da simulação numérica.



Figura 36 Etapas da simulação numérica.

Os fenômenos físicos podem ser os mais variados, indo da simulação estrutural à simulação de fluídos e gases, ou até mesmo circuitos elétricos. Em certas áreas a simulação por elementos finitos é consagrada; em outras, as técnicas ainda estão em fase de desenvolvimento, Devloo (1997).

Técnicas numéricas para a solução de problemas complexos da engenharia e da física têm sido utilizadas graças ao desenvolvimento de computadores de alta velocidade e capacidade de armazenamento.

Na engenharia durante o desenvolvimento de projetos e análise de problemas, são utilizadas três ferramentas são elas: métodos analíticos, numéricos e experimentais. Os métodos experimentais tem a vantagem de tratarem com configurações reais, porém os altos custos envolvidos em testes laboratoriais e em alguns casos as questões relacionadas à

segurança inviabilizam-os por vezes, como por exemplo, no estudo da transferência de calor no núcleo de reatores nucleares.

Os métodos analíticos e numéricos são classificados como métodos teóricos, e objetivam resolver as equações diferenciais que compõem o modelo matemático, diferenciando-se entre si pela complexidade das equações. Nos escoamentos laminares, os modelos matemáticos são relativamente simples, empregando as equações do princípio da conservação de massa e da quantidade de movimento. Equações estas que são deduzidas e resolvidas a partir de um balanço de forças/quantidade de movimento a um volume infinitesimal de fluido ou ainda, a um elemento representativo de volume. Na prática e principalmente no meio industrial a imensa maioria dos escoamentos presentes é de natureza turbulenta com alto grau de complexidade. As simulações numéricas, por sua vez, não apresentam restrições, incorporando-se novos modelos matemáticos aos modelos laminares. Pode-se representar o mais fielmente às características do escoamento podendo-se resolver problemas complexos com condições de contorno gerais, definidos em geometrias também complexas e apresentando resultados com uma rapidez muito grande. Através da simulação numérica, o custo e o tempo do projeto de um novo equipamento podem ser sensivelmente reduzidos.

A modelagem computacional utiliza um conjunto de métodos, de ferramentas e de formulações direcionadas à solução de problemas complexos, envolvendo um grande número de variáveis, volumosa massa de dados, processamento e manipulação de imagens. Na maioria dos casos, estes modelos nem sempre possuem solução analítica, sendo necessária a utilização de métodos de discretização para se obter a solução aproximada destas equações. Estes métodos consistem basicamente em transformar as equações diferenciais em um sistema de equações algébricas

Geralmente durante uma modelagem são utilizados os seguintes elementos:

- Geometria e domínio;
- Coordenadas;
- Equações que regem os fenômenos físicos;
- Definição das condições e tipos de escoamento;
- Condições iniciais e de fronteira e seleção de modelos adequados para as diferentes aplicações.

Dentre os métodos de modelagem são realizadas inúmeras simulações computacionais. Para cada simulação são desenvolvidos projetos, os quais requerem a aplicação metodologias

para obtenção dos resultados, das análises, dos relatórios e da otimização.

A Dinâmica de Fluidos Computacional vem se destacando entre as técnicas de soluções numéricas que permitem discretizar o domínio físico em um sistema de equações algébricas no espaço e no tempo. Ela é uma ferramenta que contém modelos matemáticos e métodos numéricos, utilizados para simular o comportamento de sistemas que envolvem o escoamento de fluidos, trocas térmicas, dentre outros processos. Ela abrange os principais métodos de discretização normalmente empregados, como o Método das Diferenças Finitas, MDF, de Volumes Finitos, MVF, e de Elementos Finitos, MEF. Vários modelos de turbulência e de combustão também fazem parte da ferramenta CFD com o objetivo de melhor representar o fenômeno físico de interesse.

## 4.2 Modelos de Turbulência

Os movimentos turbulentos são caracterizados por flutuações instantâneas de velocidade, temperatura e outros escalares. A turbulência é um fenômeno altamente difusivo que ocorre a elevados números de Reynolds, produzindo movimentos aleatórios das partículas de fluido. Como consequência destas flutuações, o estado turbulento em um fluido contribui significativamente no transporte de momentum, calor e massa. Define-se turbulência como um estado de escoamento do fluido no qual as variáveis instantâneas exibem flutuações irregulares e aparentemente aleatórias tal que, na prática, apenas propriedades estatísticas podem ser reconhecidas e submetidas a uma análise. Qualquer simplificação na análise dos efeitos da turbulência é extremamente vantajosa do ponto de vista físico, matemático e numérico. A busca constante por tais simplificações é um dos principais objetivos no desenvolvimento de modelos de turbulência.

Os modelos de turbulência mais utilizados são: o modelo  $k-\varepsilon$ , RNG  $k-\varepsilon$ , SST - Shear Stress Model e RSM - Reynolds Stress Model. O modelo  $k-\varepsilon$  é utilizado em diversas áreas, gerando bons resultados, sendo também um bom ponto de partida para casos mais complexos apresentando um baixo custo computacional. O modelo das tensões de Reynolds é um modelo muito complexo utilizando uma capacidade de máquina maior que os demais citados. Porém, o que determina a escolha do modelo são as condições de contorno do problema físico em estudo, mediante validações com dados experimentais.

### 4.3 Modelos de Combustão

Os modelos de combustão variam basicamente conforme o tipo de chama em estudo, tais como *Eddy Dissipation Model*, EDM, *Flamelet Laminar Model*, LFM, *Finite Rate Chemistry Model*, FRCM, dentre outros.

Se a chama é difusiva, ou seja, o combustível e o oxidante se misturam na zona de combustão, o modelo adequado é o *Flamelet Model*. Porém se mistura é formada anteriormente à zona de combustão, ou é pré-misturada, o modelo adequado é EDM (RODRIGUES, 2009). A ferramenta ANSYS CFX® disponibiliza para o usuário somente modelos de combustão compatíveis com a composição do combustível utilizado. Os modelos como o EDM são empregados por serem mais abrangentes, tanto no tipo de chama quanto na composição do combustível.

### 4.4 Tipos de Malhas

A precisão dos resultados depende diretamente da escolha correta da malha e de seu refinamento. O uso de uma malha inapropriado de uma malha grosseira, por exemplo, pode fazer com que os resultados não venham a convergir, levando assim a um erro maior que o esperado.

Uma malha computacional é constituída por linhas e pontos, os pontos são considerados onde essas linhas se interceptam e servem de orientação para o cálculo de propriedades físicas baseado num modelo matemático. Uma malha computacional nada mais é que uma representação ou a “discretização” do plano físico utilizado na simulação numérica. A solução de um sistema de equações diferenciais (modelo matemático) pode ser geralmente simples quando empregado uma malha bem construída. O método mais simples para se gerar uma malha computacional é fazê-la manualmente, desenhando a geometria que se deseja discretizar numa folha de papel milimetrado, identificando as coordenadas de cada ponto formado pela intersecção de várias linhas que representam toda região da geometria desejada. Essas coordenadas então são informadas ao computador, que automaticamente são lidas formando a malha computacional da geometria (MALISKA, 1995). Ainda segundo Maliska (1995) há outros métodos classificados como automáticos, para se gerar malhas

computacionais: os algébricos e os diferenciais.

Quanto à classificação das malhas, uma malha dita estruturada é quando cada volume interno tem sempre o mesmo número de vizinhos e a numeração dos mesmos tem uma seqüência natural. E quando se diz que uma malha é não-estruturada, temos o número de vizinhos variando de volume para volume, ficando difícil estabelecer uma regra de ordenação Bortoli, (2000).

- **Malhas estruturadas**

As malhas estruturadas possuem a vantagem de permitir fácil ordenação e, como consequência, obter matrizes diagonais mais fáceis de serem resolvidas e mais eficientes Rodrigues, (2009).

- **Malhas não estruturadas**

Uma discretização não estruturada pode ser constituída de triângulos e quadriláteros, tetraedros e hexaedros em 3D, respectivamente, e os volumes de controle podem ser sempre criados pelo método das medianas, que consiste em unir os centroides dos elementos com os pontos médios de seus lados São malhas versáteis, com facilidade de adaptar às geometrias irregulares com cantos e saliências. Porém, este tipo de malha apresenta dificuldade de ordenação, dando origem a matrizes não diagonais (RODRIGUES, 2009).

- **Refinamento de malha**

Quanto maior for o refinamento da malha, maior será a precisão da resposta estudada, como também, será maior o tempo de processamento dessas respostas. Numa malha mais grosseira, pode-se não conseguir obter resultados satisfatórios, de acordo com a necessidade requerida. Em uma geometria complexa, cujos detalhes são importantes, deve-se tomar cuidado com a malha escolhida, pois esta pode não ser adequada para o nível de precisão especificado. Uma forma de se obter uma malha adequada a essa precisão, é a utilização de uma malha híbrida, ou ainda, um refino de malha somente nas regiões mais complexas da geometria.

## 4.5 Dinâmica dos Fluidos Computacional Através do CFX

O pacote computacional ANSYS CFX®, possui um conjunto de aplicações que permitem a completa elaboração e a solução de um problema em CFD, podendo ser aplicado em inúmeras áreas. Por exemplo, para simular diferentes equipamentos e processos, tais como *Risers*, Ciclones, simulação e desenvolvimento de automóveis mais aerodinâmicos (escoamento externo). Para escoamentos naturais na previsão do tempo e estudos ambientais o CFX também pode ser usado, simulando condições atmosféricas, dispersão de poluentes, comportamento de rios e lagos. Outras aplicações diversas são: trocadores de calor, controle de espessura em moldes plásticos, controle de ruídos, escoamentos em válvulas, controle de temperaturas em diversos equipamentos. A Figura 37 mostra o esquema básico da simulação através do CFX.

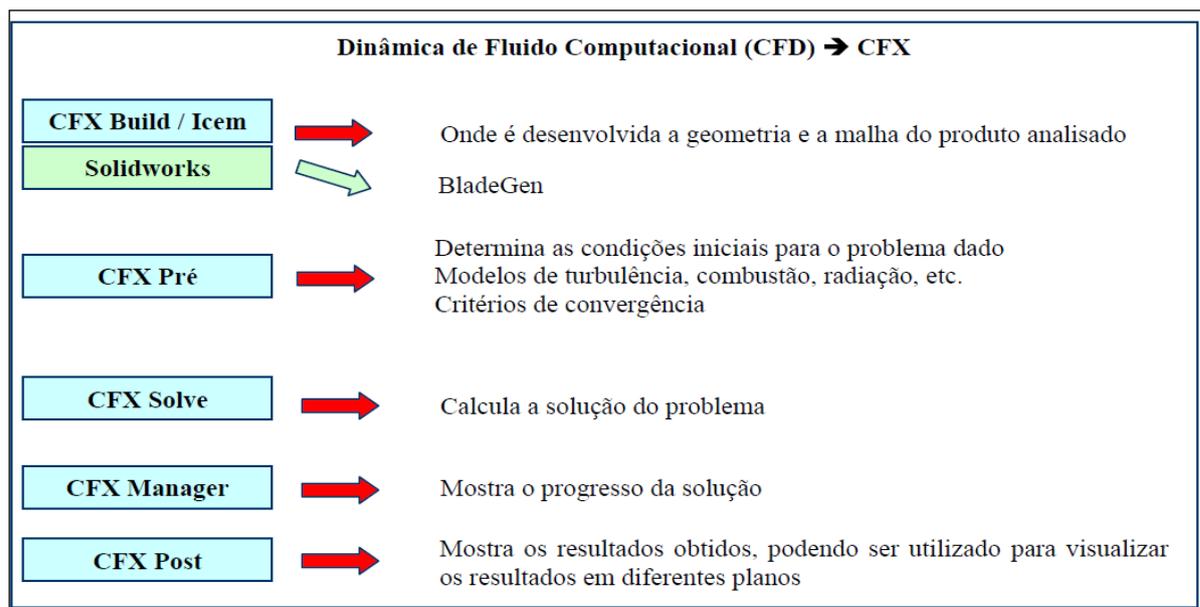


Figura 37 Esquema básico da simulação através do CFX

Fonte: Rodrigues, (2009).

ICEM CFD para a construção das geometrias e geração de malha. A partir da versão 11.0, tornou-se possível importar uma geometria previamente construída em CAD (SolidWorks™, por exemplo);

CFX-Pré, para o ajuste das condições de contorno (forças aplicadas, modelos de turbulência e combustão, número de interações, dentre outros) da simulação;

CFX-Solver, para a realização dos cálculos;

CFX-Post, para visualização e análise dos resultados.

## Capítulo 5

# MODELAGEM DA SEÇÃO DE ENTRADA DA CALDEIRA

Neste capítulo apresentam-se as principais características técnicas do duto de entrada da caldeira de recuperação em estudo localizada na usina térmica de ciclo combinado da Companhia Siderúrgica do Atlântico (CSA). Além disso, apresentam-se as descrições de todos os parâmetros de projeto, os modelos de turbulência e transferência de calor utilizados, considerações efetuadas para as condições da saída do duto de exaustão da turbina e entrada da caldeira, onde serão analisadas as possibilidades de inclusão da queima auxiliar.

### 5.1 Descrição da Entrada da Caldeira

A seção a ser estudada neste trabalho é a região que engloba a saída da exaustão da turbina a gás, porém um pouco deslocada para facilitar os dados de entrada do domínio até a entrada da caldeira.

Os invólucros da HRSG e do duto de entrada são internamente isolados para manter a carcaça exterior de aço carbono fria. O sistema de isolamento interno consiste em camadas de cerâmica de isolamento de fibra ou lã mineral coberto por um revestimento de metal. O forro de metal protege o isolamento interno da alta velocidade do fluxo de gases de escape da GT e também é desenhado para acomodar a expansão térmica necessária quando a HRSG é trazida para as suas condições operacionais de trabalho.

A Figura 38 fornece os dados de dimensões necessárias para a confecção do desenho que será discretizado e analisado via Dinâmica de Fluido Computacional.

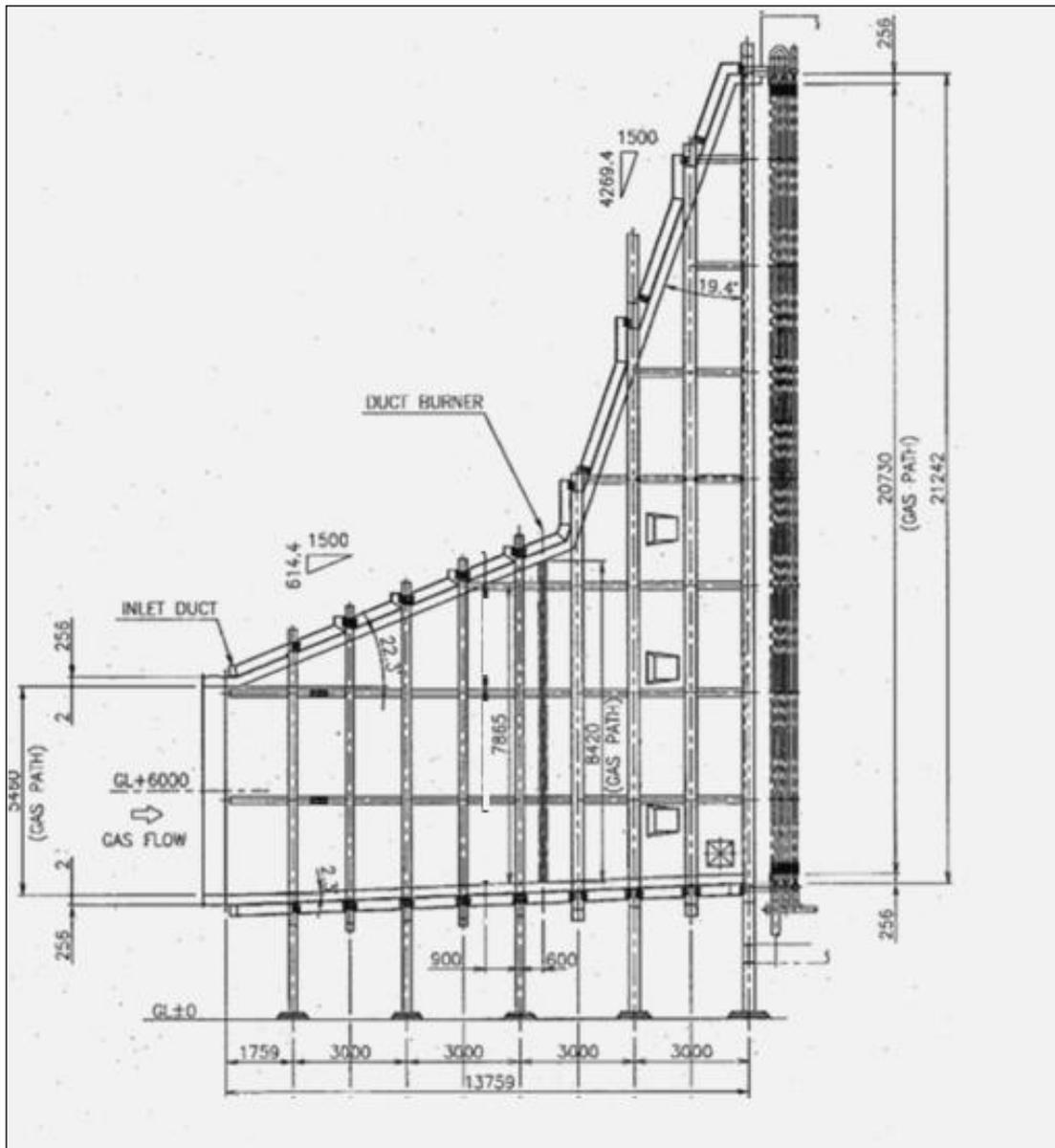


Figura 38 Desenho da vista lateral da seção do duto de entrada da HRSG da UTE do Atlântico

Fonte: Manual Kawasaki, (2007).

Pela seção em estudo circula um fluxo de gases produtos da combustão, provenientes do ciclo a gás, que entram na caldeira para realizar a troca de calor e aquecer a água que será utilizada no ciclo a vapor.

Como há uma variação nas propriedades do fluxo de entrada deste duto, devido à variação da composição do combustível que alimenta a câmara de combustão, a temperatura na entrada da caldeira varia, havendo assim uma variação nas condições do vapor do ciclo combinado. O ideal é que esta temperatura dos gases de exaustão permaneça o mais constante possível e em valores próximos de  $556^{\circ}\text{C}$  para o máximo desempenho da HRSG.

A Tabela 2 mostra os valores projetados de temperatura, fluxo de massa e calor para esta condição.

Tabela-2 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases

	Circuito de Água e Vapor				Circuito de Gás			
	Seção	Fluxo	Temperatura		Calor	Temperatura		
			°C			kJ/s	°C	
			Entrada	Saída			Entrada	Saída
1.	HP-SH3	55,11	495,7	537,4	5.701	556,6	544,7	
2.	HP-SH2	55,11	384,3	495,7	16.688	544,7	511,1	
3.	HP-SH1	55,11	304,8	384,3	18.575	511,1	473,5	
4.	HP-EVA	55,11	298,7	304,8	77.848	473,5	311,9	
5.	HP-ECO4	56,10	257,8	298,7	12.044	311,9	286,2	
6.	LP-SH	12,00	162,5	249,5	2.743	286,2	281,2	
7.	HP-ECO3	56,10	162,3	257,8	24.424	281,0	228,3	
8.	LP-EVA	12,00	156,8	162,5	25.311	228,3	173,0	
9.	HP-ECO2	56,10	146,2	162,3	3.912	173,0	164,3	
10.	LP-ECO	41,25	124,0	156,8	5.837	164,3	151,4	
11.	HP-ECO1	56,10	124,0	146,2	5.324	151,4	139,6	

Fonte: *Heat Calculation*- Manual da Kawasaki,(2007)

A Figura 39 apresenta a média de temperatura real dos gases quentes registradas na turbina a gás 11 no período de julho de 2011 a setembro de 2013, atingindo valores médios entre 485°C e 490°C, o mesmo padrão se manteve no ano 2014 e no primeiro quadrimestre de 2015, conforme apresentado anteriormente nas Figuras 6 e 7.

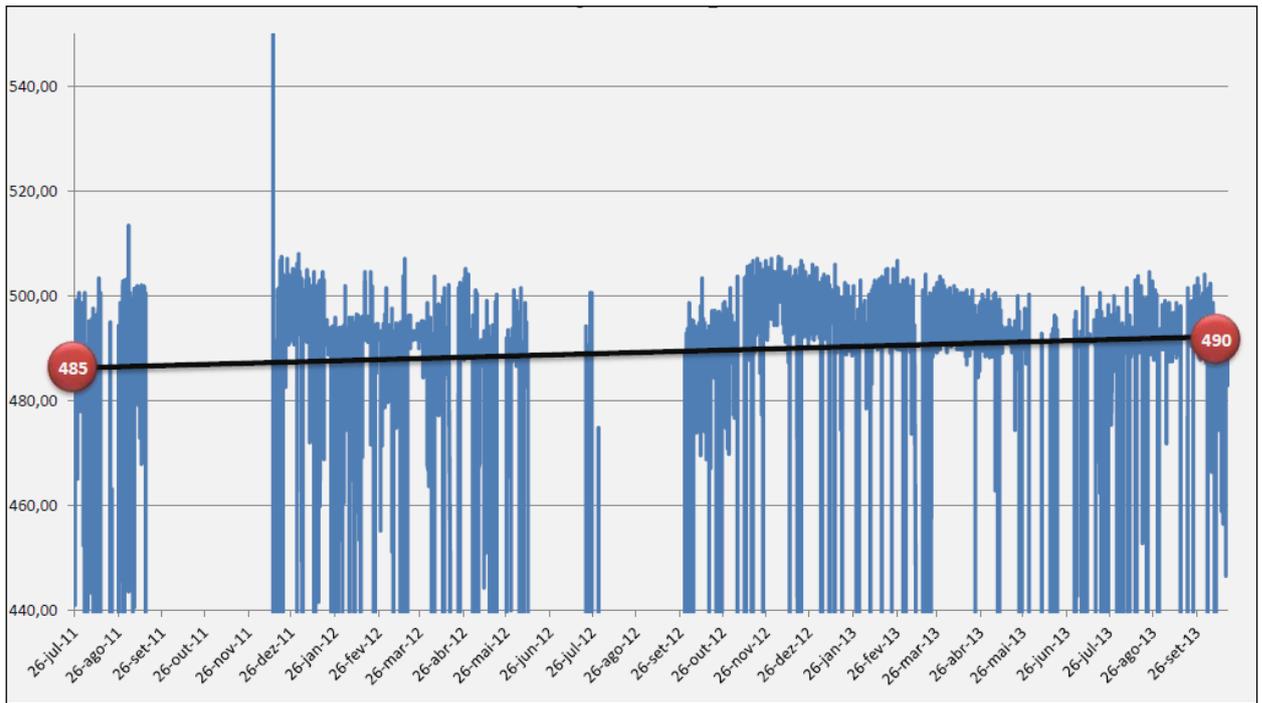


Figura 39 Temperatura dos Gases de Exaustão GT11

Fonte: Supervisório de operação, (2013).

Assim como ponto de partida para a simulação será como adotada a referência de temperatura média mínima dos gases em 488,7°C, que é prevista no *heat calculation* da HRSG.

A Tabela-3 apresenta os valores de projeto da HRSG de temperaturas, calor e fluxo de massa de vapor para as seções de tubos da HRSG para esta condição de baixa carga.

Tabela-3 Temperatura das seções da HRSG em relação à temperatura dos gases para a condição de baixa carga

	Circuito de Água e Vapor				Circuito de Gás		
	Seção	Fluxo	Temperatura		Calor	Temperatura	
		kg/s	°C		kJ/s	°C	
			Entrada	Saída		Entrada	Saída
1.	HP-SH3	33,62	464,3	483,2	1.498	488,7	484,0
2.	HP-SH2	33,62	379,9	464,3	6.950	484,0	464,5
3.	HP-SH1	33,62	271,1	379,9	11.815	464,5	431,0
4.	HP-EVA	33,62	270,0	271,1	53.912	431,0	274,8
5.	HP-ECO4	33,62	247,7	270,0	4.005	274,8	263,0
6.	LP-SH	8,94	148,1	235,3	1.704	263,0	257,9
7.	HP-ECO3	33,62	151,1	247,7	14.690	257,9	214,1
8.	LP-EVA	8,94	143,7	148,1	19.209	214,1	156,0
9.	HP-ECO2	33,62	138,2	151,1	1.856	156,0	150,3
10.	LP-ECO	40,94	124,0	143,7	3.469	150,3	139,7
11.	HP-ECO1	33,62	124,0	138,2	2.045	139,7	133,4

Fonte: *Heat Calculation*- Manual da Kawasaki,(2007).

O valor máximo de temperatura dos gases após os queimadores, adotado como alvo durante as simulações será de 540°C, conforme recomendado pelo fabricante da caldeira em seus estudos para a implementação da queima auxiliar garantindo assim à integridade do material.

A Tabela 4 apresenta os valores obtidos pelo fabricante da caldeira em dois prováveis cenários distintos de operação para esta HRSG com a adição da queima auxiliar, considerando como combustível um gás natural com 100% de metano, PCI em 47.116 kJ/kg e vazão de 4.400 kg/h. A pressão de alimentação, antes do burner foi estimada em 2 barg.

Tabela-4 Resultados estimados pelo fabricante para operação da HRSG com queima suplementar

	Unidade	Estudo de Caso 1	Estudo de Caso 2
Temperatura do gás de exaustão da GT	°C	482,0	412,0
Fluxo do gás de exaustão da GT	kg/s	311,0	370,0
Temperatura do gás após o queimador auxiliar	°C	540,0	540,0
Temperatura da água de alimentação	°C	124,0	124,0
Extração de calor para o desaerador	kJ/s	19.350	19.350
Pressão do vapor de alta	bar	88,9	88,9
Temperatura do vapor de alta	°C	522,0	522,0
Fluxo do vapor de alta por Caldeira	kg/s	39,4	45,6
Pressão do vapor de baixa	bar	6,17	6,17
Temperatura do vapor de baixa	°C	255,3	250,0
Fluxo do vapor de baixa por Caldeira	kg/s	9,1	10,9

Fonte: *Boiler Desing Department* - Kawasaki,(2013)

## 5.2 Preparação Para a Simulação

Para iniciar as simulações são necessárias as definições das condições de contorno térmicas, como também as composições dos fluxos que serão simulados.

No caso da simulação com a inclusão do *duct burner* serão necessárias a composição do fluxo dos gases de escape da câmara de combustão cujo combustível é o gás de alto forno e a composição do gás natural a ser inserido como combustível complementar. O conteúdo foi dividido em etapas. Inicialmente foi simulada a região posterior ao duto de exaustão da turbina até a entrada da caldeira, com o objetivo de avaliar a aerodinâmica do escoamento nesta região. Esta fase é importante, pois através destas análises será possível identificar a melhor posição para a instalação do *duct burner*. Posteriormente, foram analisadas algumas possibilidades de instalação do *duct burner*, levando em conta o objetivo principal, que é ter

temperatura máxima dos gases na região de entrada dos bancos de tubos da caldeira, com um perfil de temperatura o mais uniforme possível.

Para as simulações com os queimadores de duto instalados, foi utilizada uma geometria simplificada deste equipamento, visto que não se tem a geometria real do mesmo. Assim, as simulações terão uma diferença dos resultados com a instalação do *duct burner* comercial, porém, o objetivo é analisar o comportamento do escoamento na entrada e a combustão de gás natural em seu fluxo.

- **Definição da malha e do número de elementos**

O setor estudado será dividido pela metade, visto que a geometria é simétrica. Essa redução do domínio é extremamente importante devido à sua elevada dimensão, fazendo com que sua discretização seja um fator que pode comprometer o resultado. Esta divisão possibilita gerar uma malha mais refinada com o intuito de melhorar as análises realizadas, menor comprometimento da memória computacional e menor tempo de processamento dos resultados. Na Figura 40, observam-se as dimensões da seção numa vista superior, cuja seção será reduzida pela metade para realizar as simulações.

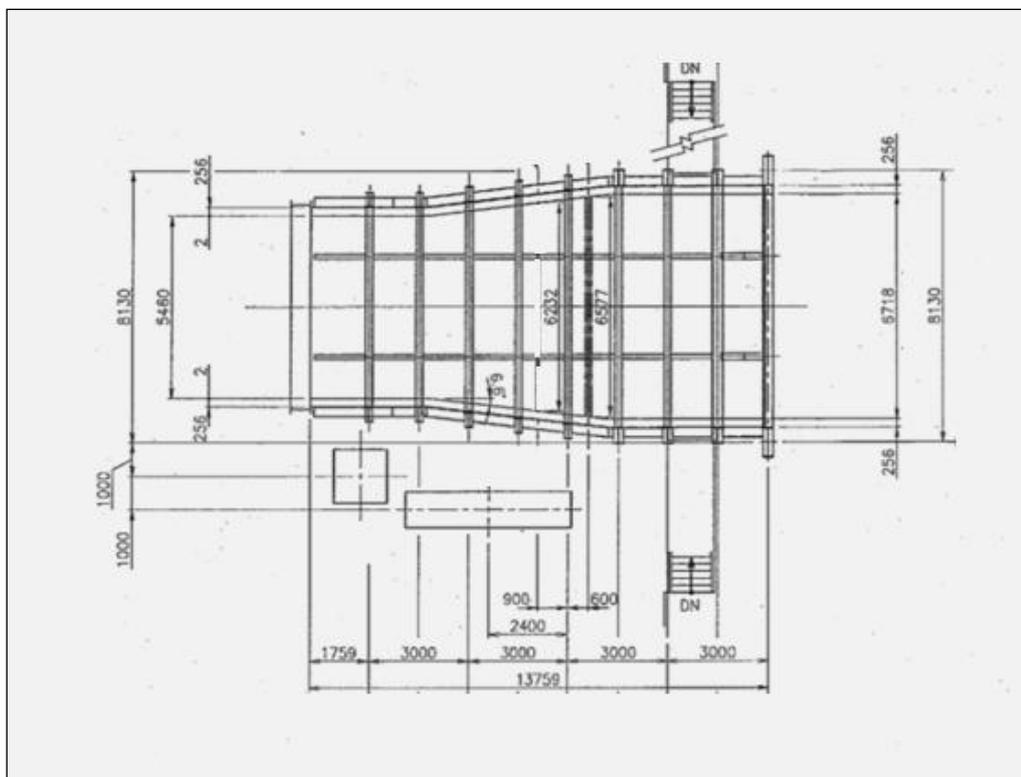


Figura 40 Esquema da vista superior da seção do duto de entrada caldeira de recuperação da UTE Atlântico

Fonte: Manual da Kawasaki, (2007)

Neste caso, vale ressaltar que algumas condições de contorno também devem ser reduzidas pela metade, para serem inseridas nos cálculos.

Para facilitar os cálculos foi utilizada somente metade da seção do domínio a ser estudado, visando à geração de um número maior de elementos no domínio e um menor tempo computacional empregado nas simulações. Com o número de elementos mais elevado pode-se obter um resultado mais preciso, justificando assim a utilização da metade do domínio, já que o mesmo é simétrico. Sem a garantia simetria não é possível fazer a simulação com a metade do domínio. No caso de uma geometria com setores idênticos, pode-se utilizar setores periódicos para facilitar os cálculos, da mesma forma da utilização da simetria. Após a geração da geometria do setor a ser estudado, é necessária a definição da malha, ou seja, a discretização da geometria em elementos. Para o caso em estudo foi utilizada uma malha tetraédrica não estruturada em todo o domínio, com 1.403.646 elementos de volume e 240.665 nós, Figura 41.

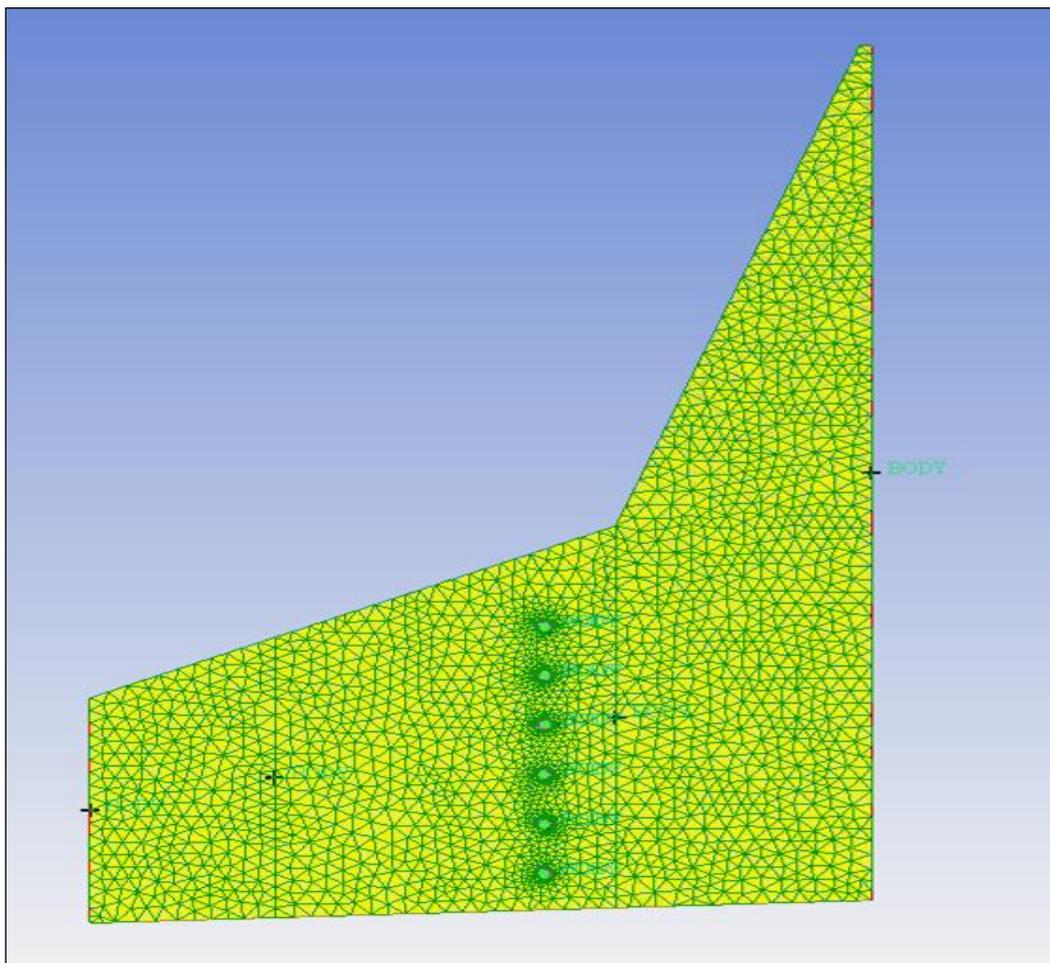


Figura 41 Vista lateral da malha tetraédrica com refinamento na região dos orifícios de injeção de combustível.

Foi utilizado um refinamento de malha nas regiões de menor dimensão, como por exemplo, nos orifícios de injeção de combustível, no caso das simulações com a instalação do queimador de duto.

Conforme demonstra a Figura 42 este refinamento foi realizado para caracterizar melhor o escoamento nas regiões onde existe uma maior turbulência e para uma melhor discretização da geometria como um todo

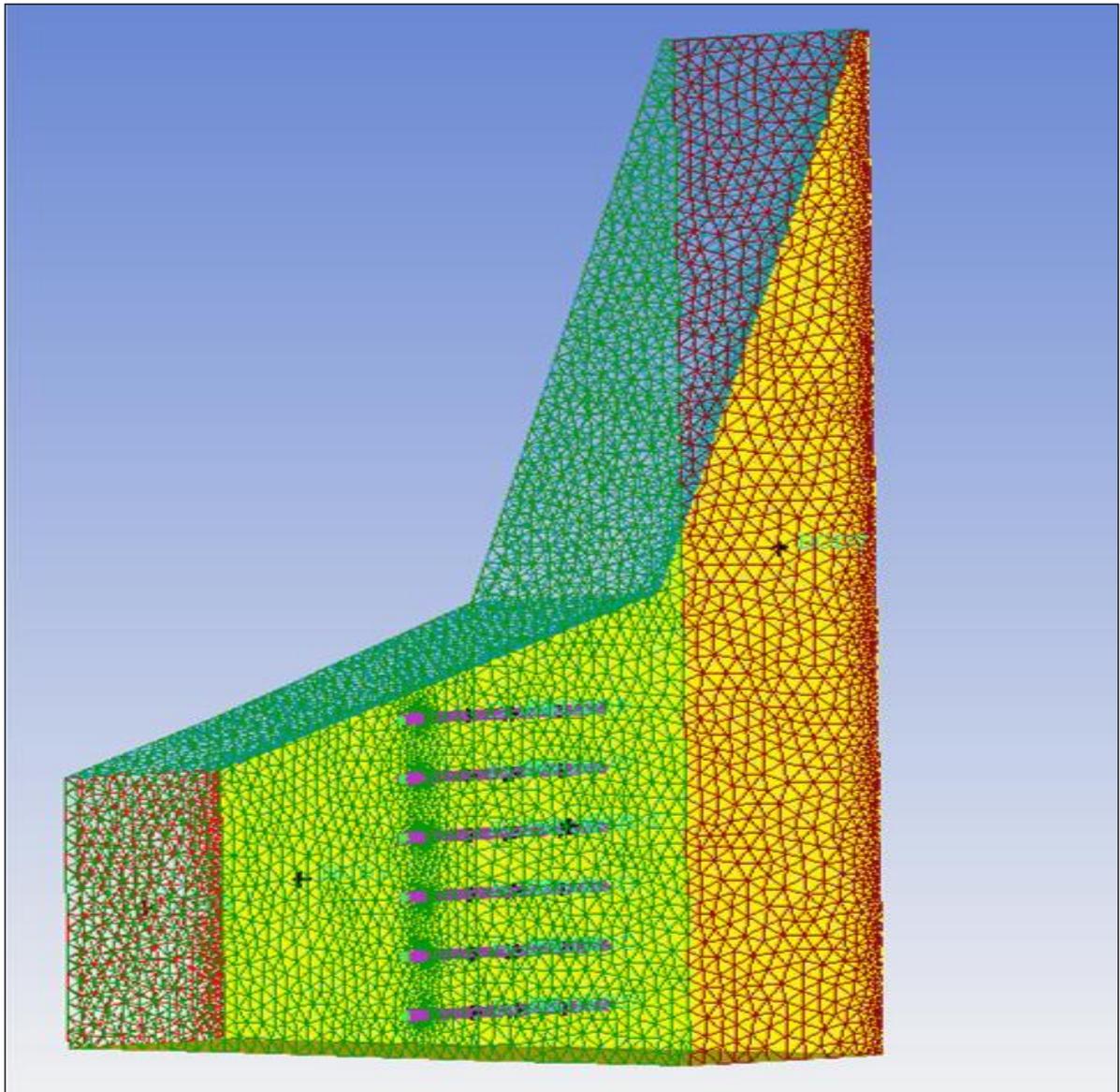


Figura 42 Vista geral da malha tetraédrica

A Figura 43 apresenta a vista da malha para o duto do queimador.

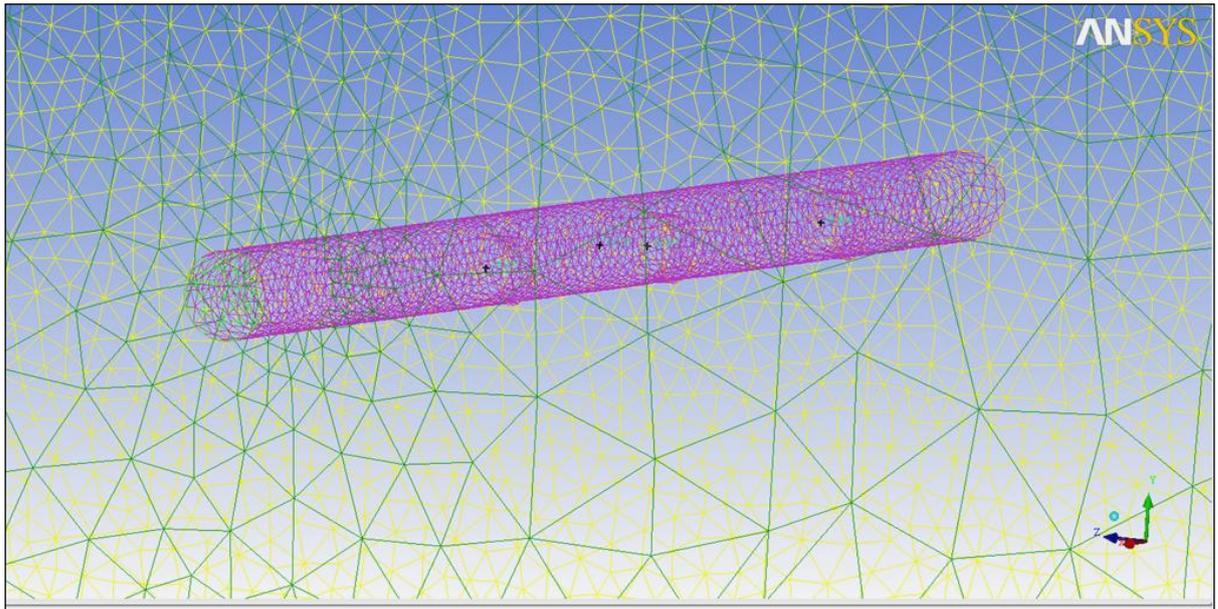


Figura 43 Vista da malha para o duto do queimador

- **Condições de Projeto:**

A composição do BFG queimado na câmara de combustão da turbina foi obtida através de uma análise cromatográfica o equipamento utilizado foi o modelo UK22X1585 fabricado pela Emerson Process Management. Os resultados desta análise podem ser vistos na Tabela 5. O PCI do gás analisado é de  $PCI=3190,7 \text{ kJ/Nm}^3$ .

Tabela-5 Composição do Combustível Queimado na Câmara de Combustão da Turbina à Gás.

Gás BFG queimado na câmara de combustão		
Espécies	Unidade	Composição, Mol
H <sub>2</sub>	%	3,531
O <sub>2</sub>	%	0,953
N <sub>2</sub>	%	52,176
CH <sub>4</sub>	%	0,075
CO	%	21,698
CO <sub>2</sub>	%	19,503

Na Tabela 6, pode-se verificar que o gás natural testado é composto somente de metano, porém vale lembrar que a composição do gás natural varia do local onde este é extraído.

Tabela-6 Composição química do gás natural.

<b>Gás natural</b>		
<b>Espécies</b>	<b>Unidade</b>	<b>Composição em volume</b>
<b>CH<sub>4</sub></b>	<b>%</b>	<b>100</b>

As condições de projeto foram obtidas através de dados operacionais da planta. Esses dados de projeto foram utilizados para iniciar as simulações e verificar os resultados com os dados também obtidas do processo.

Na entrada do duto a ser estudado, o fluido de trabalho são os produtos da combustão do BFG queimados na câmara de combustão.

A composição dos produtos da combustão do BFG na entrada do duto é apresentada na Tabela 7.

Tabela-7 Composição dos gases de exaustão da câmara de combustão.

<b>Componente</b>	<b>Fração Mássica</b>
<b>CO</b>	<b>5,05. 10<sup>-16</sup></b>
<b>CO<sub>2</sub></b>	<b>0,18851</b>
<b>H<sub>2</sub>O</b>	<b>0,02152</b>
<b>N<sub>2</sub></b>	<b>0,66536</b>
<b>NO<sub>2</sub></b>	<b>4,57.10<sup>-7</sup></b>
<b>O<sub>2</sub></b>	<b>0,1246</b>

Como no caso em questão é utilizada a simetria, os fluxos devem ser divididos pela metade do fluxo total, tanto no caso da entrada de ar, como na entrada de combustível, quando instalado o duct burner. Sendo assim, algumas definições da superfície do domínio devem ser denominadas para que lhes sejam atribuídas às devidas condições de contorno. Essas superfícies são mostradas nas Figuras 44 e 45.

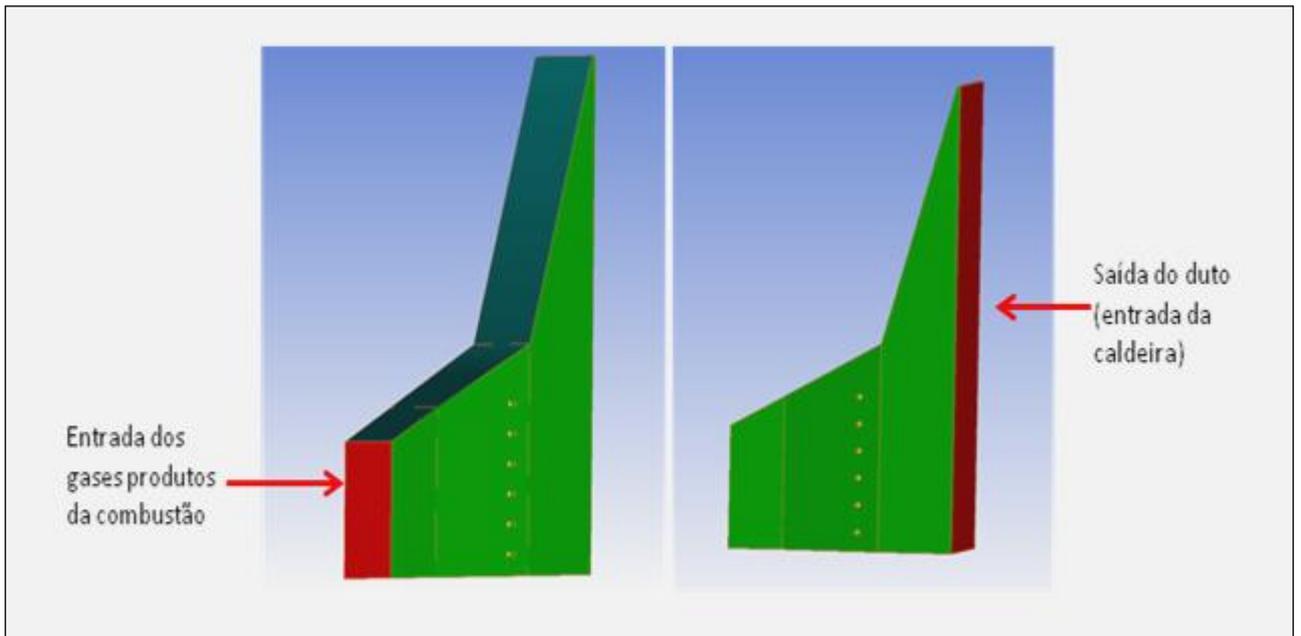


Figura 44 Superfícies de domínio

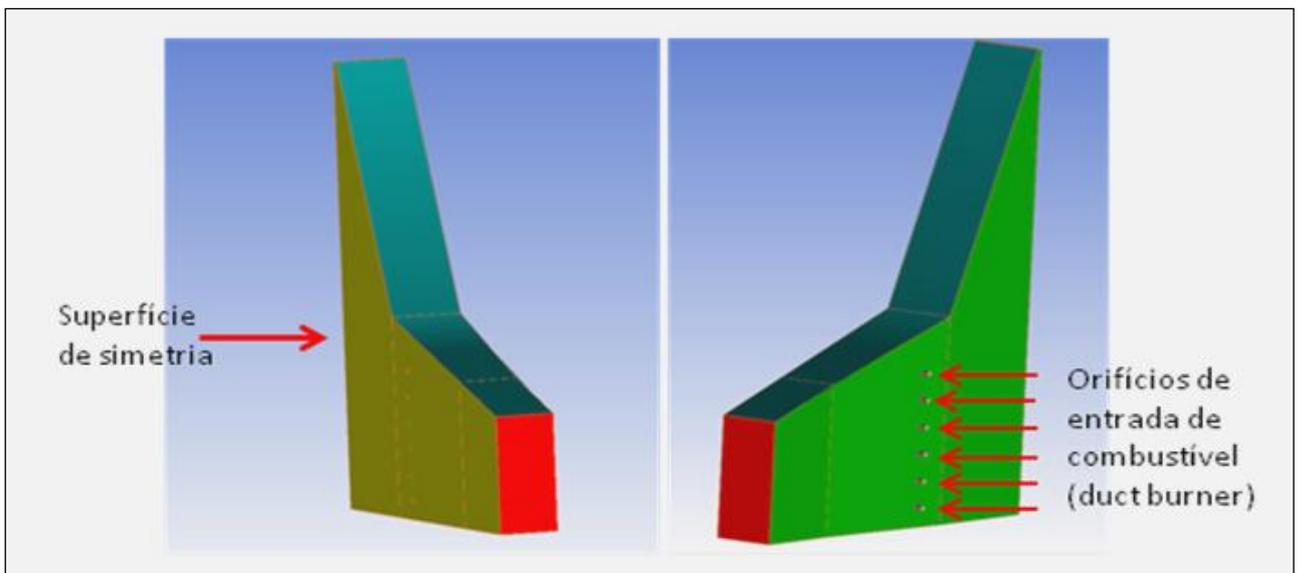


Figura 45 Definição das superfícies estudadas conforme entrada de dados

As condições de contorno para o fluido estudado são apresentadas na Tabela 8. A condição de contorno na entrada da seção permanece constante em todas as simulações, pois mesmo com a inclusão do duct burner este parâmetro permanece o mesmo. As análises serão realizadas com alterações nas quantidades de gás natural utilizado e também com alterações na geometria para a inclusão do duct burner.

Tabela-8 Condições de contorno para a seção estudada.

<b>Seção de entrada da caldeira</b>	
<b>Entrada de ar (gases de escape da câmara de combustão)</b>	
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura total = 761,7 K
Vazão em massa	156,85 kg/s
<b>Entrada de combustível</b>	
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura estática = 298 K
Vazão em massa	0,611 kg/s
<b>Saída</b>	
Regime do escoamento	Subsônico
Massa e momento	Pressão total média
Pressão relativa	101869 Pa
<b>Paredes</b>	
Transferência de calor	Adiabática
Radiação térmica	Opaco
Influência da parede no escoamento	Sem escorregamento
Parede central	Simétrica

Lembrando-se que sendo o domínio a metade do real, as frações mássicas de ar e combustível referidas na Tabela 8, também foram reduzidas a metade.

- **Especificação dos Modelos Utilizados:**

Para os modelos de turbulência, combustão e radiação foram utilizados dados da literatura para a confirmação da eficiência na utilização de alguns modelos, porém os modelos utilizados neste trabalho foram os que mais se adequaram à representação dos modelos físicos.

### **Modelo de turbulência**

Para a determinação do melhor modelo de turbulência a ser utilizado, foi necessária realizar uma validação dos modelos de turbulência mais comumente utilizados por pesquisadores no decorrer dos últimos anos.

M.Ameri (2013), fez a comparação dos resultados do modelo de tensões de Reynolds e RNG K- $\epsilon$  em que mostra uma diferença insignificante na modelagem do *inlet duct* de uma caldeira de recuperação. Portanto, parece que RNG K- $\epsilon$  é a melhor escolha já que este modelo tem mostrado uma estabilidade mais poderosa do que os outros.

O modelo utilizado neste trabalho foi o RNG K- $\epsilon$ .

### **Modelo de combustão**

Existem alguns critérios para a escolha do modelo de combustão que é mais adequado para cada utilização. Um desses critérios, que pode ser considerado um ponto de partida para essa escolha, é o tipo de regime (difuso ou pré-misturado) presente no processo de queima.

Neste trabalho foram realizadas análises para a queima do gás natural através do regime de chama não pré-misturado.

Para a utilização dos modelos de combustão, faz-se necessária a validação dos mesmos, porém como não se dispõe dos experimentais com o queimador simplificado instalado, foi utilizada a literatura como ponto de partida para a escolha dos modelos de combustão, para chamas não pré-misturadas ou difusivas.

O modelo de combustão utilizado foi uma combinação dos modelos *Eddy Dissipation* e *Finite Rate Chemistry*. O modelo *Eddy Dissipation* tem como fundamento que a reação química ocorre mais rapidamente do que o processo de transporte do escoamento. Assim, quando os reagentes se misturam a nível molecular, instantaneamente os produtos são formados. Este modelo assume que a taxa de reação está diretamente relacionada com o tempo em que os reagentes levam para se misturarem a nível molecular. Em escoamentos turbulentos essa taxa é dominada pelas propriedades turbulentas, portanto, a taxa é proporcional a um tempo de mistura definida pela energia cinética turbulenta,  $k$ , e a sua taxa de dissipação  $\epsilon$ . Este conceito de controle da reação é aplicado em diversos problemas de combustão a nível industrial onde a taxa de reação química é mais rápida do que a taxa de mistura das espécies (ABDU, 2005).

### **Modelo de radiação**

O queimador transfere calor da chama para o fluxo do gás de exaustão e depois para a carcaça do *inlet duct*. Este por sua vez transfere uma parte para o meio ambiente e outra parte

é retransmitida para o fluxo do gás de exaustão.

Aproximação P1 e Método das transferências Discretas são adequadas para representação da radiação em equipamentos de combustão confinada como fornalhas e caldeiras em que o meio participante pode ser considerado semi-transparente e a geometria do domínio computacional não apresenta regiões de razão de aspecto elevadas (FERREIRA *at al* 2014).

O modelo de radiação utilizado para este trabalho foi o P1, pois foi considerada a presença de fuligem no processo de combustão.

- **Critério de Convergência**

Para cada simulação, deve ser especificado o erro alvo máximo para a execução dos cálculos, como também o número de iterações para que se alcance essa precisão especificada.

Deve-se lembrar de que se o erro alvo for alcançado com um número de iterações menor que o especificado, o cálculo interrompe automaticamente. No caso de queimadores, como o processo de combustão é muito complexo, o número de iterações necessárias para alcançar o erro alvo é elevado, pois as equações que regem este fenômeno são complexas.

Para o processo de queima do gás natural quando o *duct burner* está instalado foram utilizados os seguintes critérios de convergência, Tabela 9.

Tabela-9 Critérios de convergência.

<b>Critério</b>	<b>Valor</b>
Erro alvo	$10^{-5}$
Número de iterações	1000

É importante salientar que a análise dos gráficos de convergência também está ligada aos resultados experimentais. Quando o erro alvo não é atingido, porém a curva de convergência está estável em torno de um valor próximo ao estipulado, pode-se fazer uma comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais, para a verificação da adequação do resultado.

## Capítulo 6

# ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo apresentam-se os resultados das simulações realizadas com o modelo atual da seção de entrada da caldeira e também simulações com os testes para a inclusão do queimador de duto.

Antes de qualquer análise ser realizada, vale lembrar o objetivo da inclusão do queimador de duto na seção de entrada da caldeira, que é aumentar a temperatura de 488,7 °C para o máximo de 540 °C sugerido pelo fabricante devido à margem de segurança para o material das tubulações da caldeira. Assim, tem-se uma temperatura máxima uniforme durante toda a operação e um maior desempenho na geração de vapor na caldeira.

### 6.1 Análise do Domínio Atual

Neste item serão avaliados os resultados obtidos com a geometria do domínio exatamente como funciona atualmente, usando-se somente a metade do perfil conforme já citado anteriormente.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações. O número de 1.403.646 elementos de volume e 240.665 nós foram utilizados, pois os mesmos forneceram a uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria.

Na Figura 46 é apresentado o perfil de velocidade ao longo de um plano longitudinal central. Pode-se observar que existe um fluxo principal com velocidade mais elevada e uma região de baixa velocidade em consequência da geometria da seção causando uma assimetria do fluxo pelo fato da GT e HRSG estarem ao mesmo nível do solo.

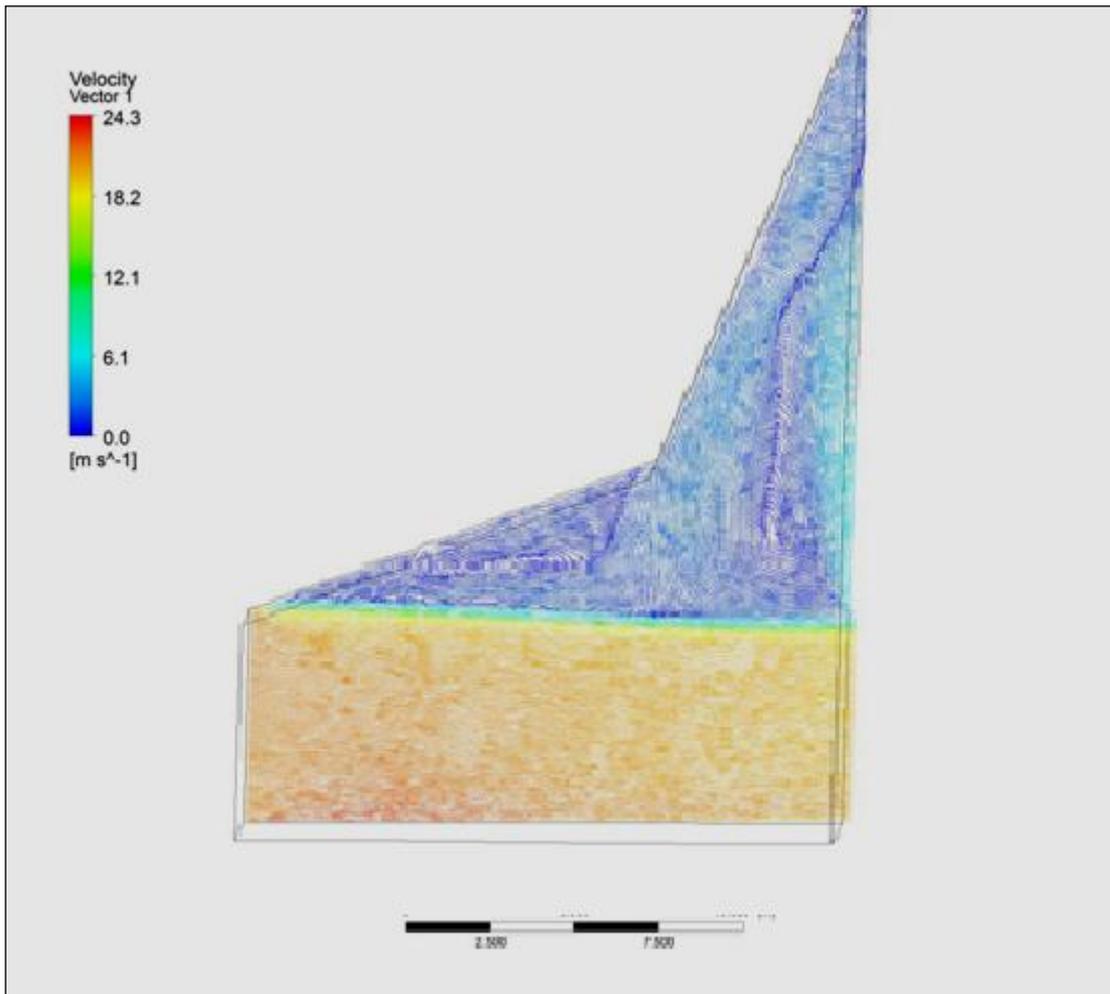


Figura 46 Perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal central

A média de velocidade na entrada da seção é de 21,65 m/s. Na saída a média de velocidade é de 6,6 m/s devido à difusão do escoamento.

Na Figura 48 pode-se observar as regiões de recirculação na zona de difusão com baixa pressão e velocidade. De acordo com a literatura estas perturbações no fluxo de calor estão comumente associadas aos projetos atuais de construção e instalação das HRSGs que apresentam uma zona de transição muito curta entre a GT (*Gás Turbine*) e a HRSG.

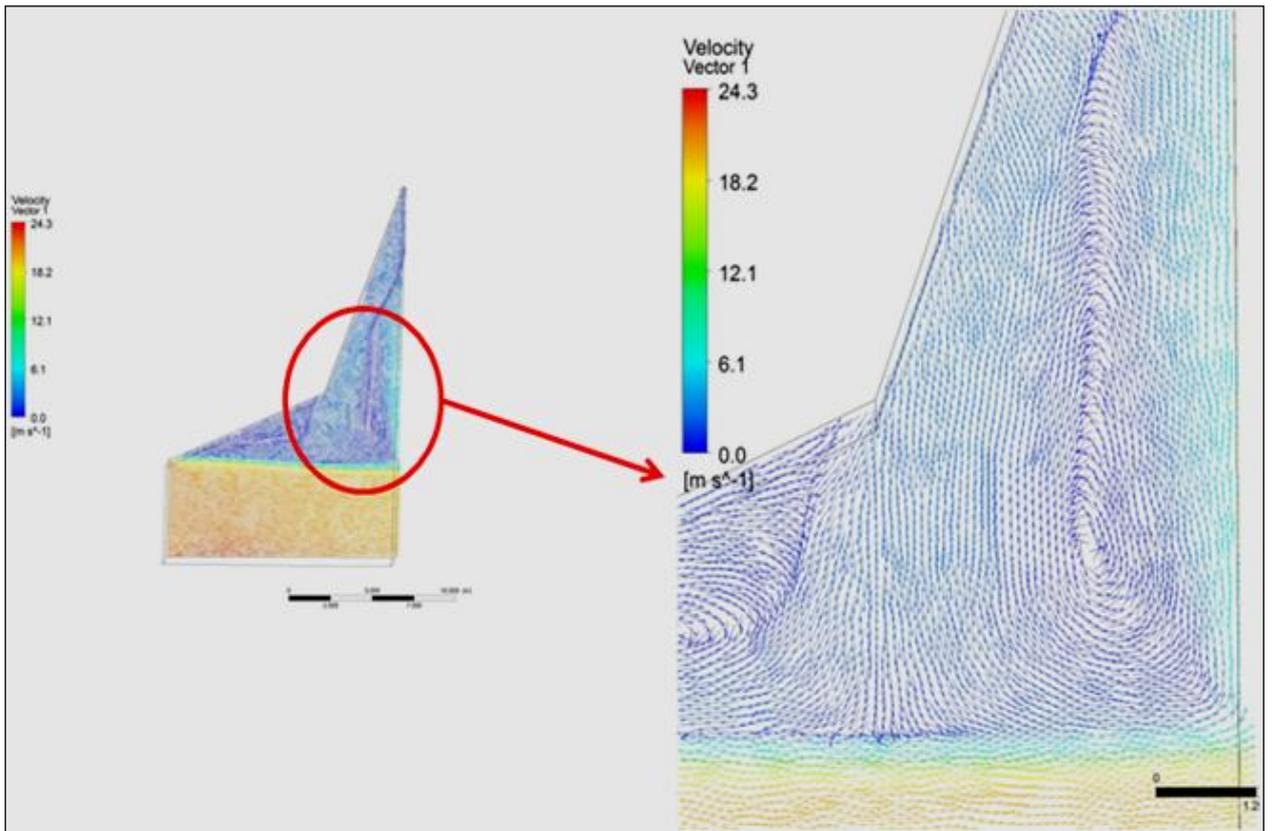


Figura 47 Perfil de velocidade e detalhes da recirculação

Como as paredes são consideradas adiabáticas nesta simulação e devido ao perfil de velocidade analisada na Figura 48, pode-se esperar um perfil de temperatura na entrada da caldeira uniforme. Observa-se na Figura 50 que há uma variação mínima na temperatura entre a entrada e a saída devido às considerações acerca do domínio.

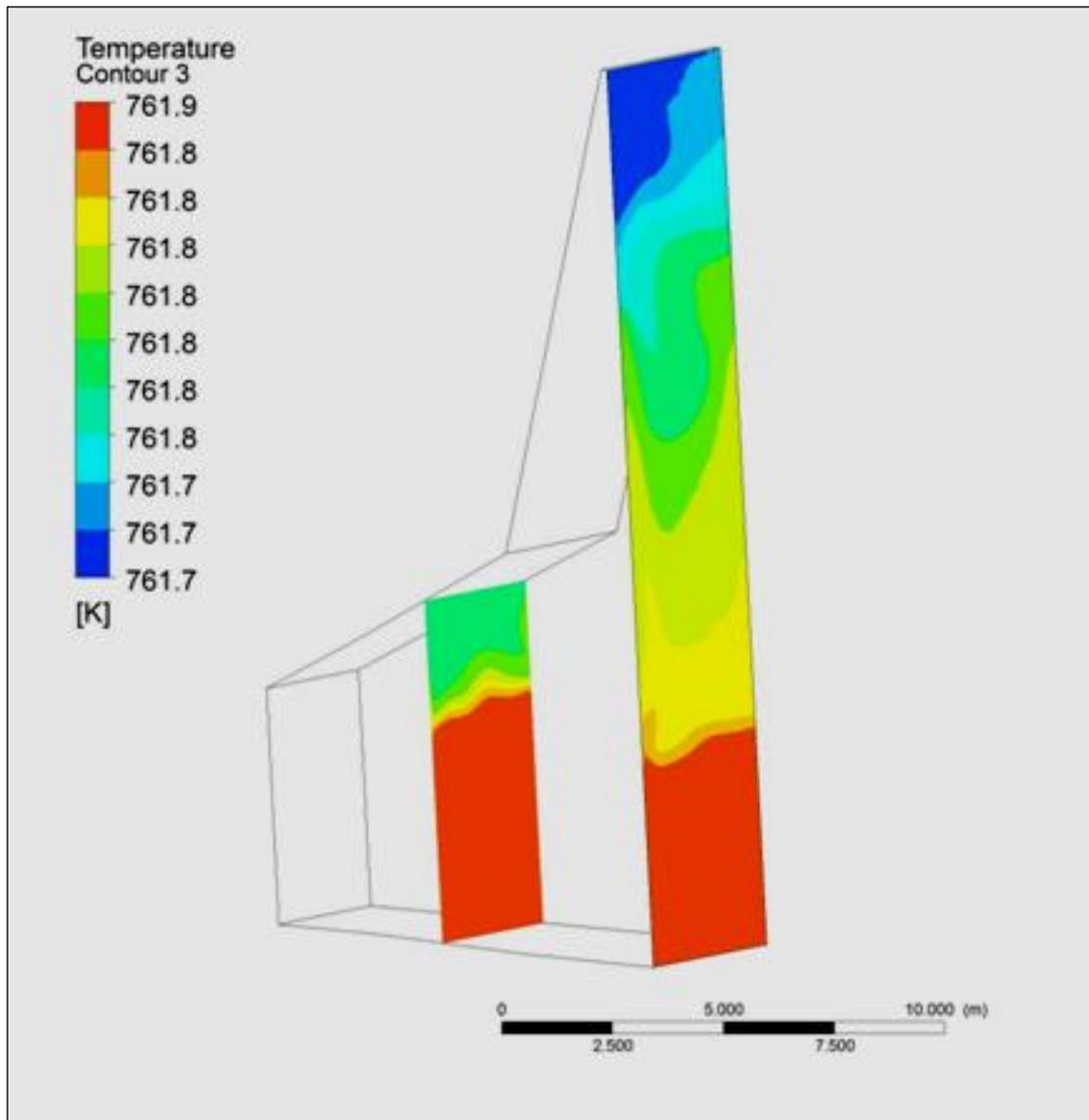


Figura 48 Distribuição de temperatura no plano de saída do domínio.

## 6.2 Análise da Geometria após a Inclusão do Queimador de Duto

Inicialmente, foi confeccionada uma geometria com a inclusão de um duct burner simplificado, localizado próximo à variação de seção do duto de entrada da caldeira. Foram criados seis tubos, com 3 saídas de combustível (gás natural) na direção do fluxo principal de entrada na caldeira, conforme Figura 49.

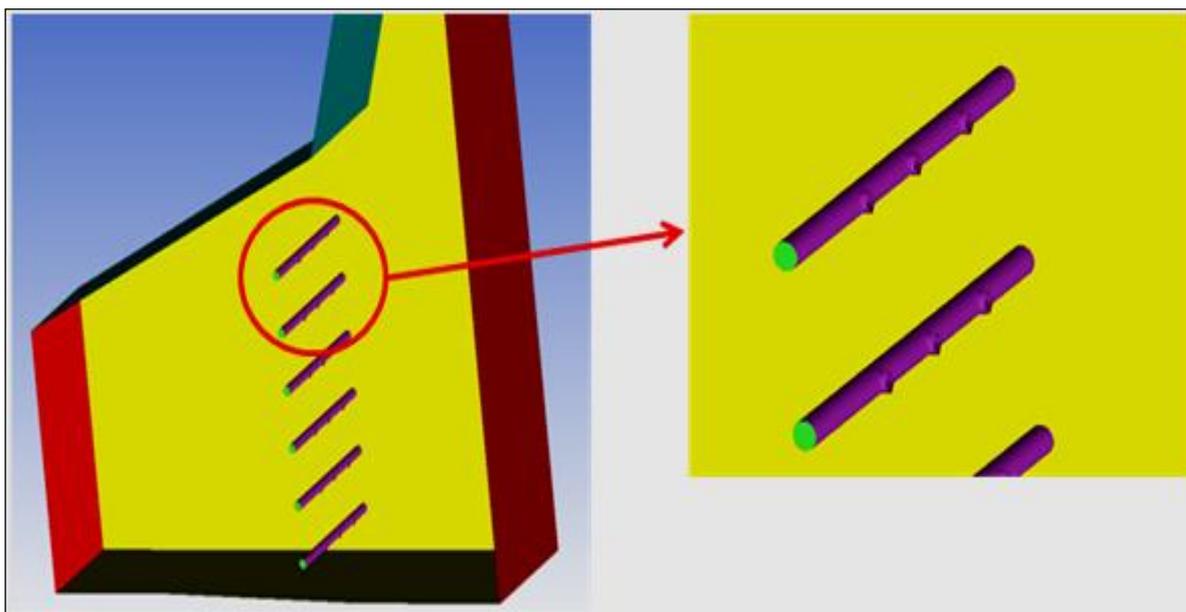


Figura 49 Detalhes do injetor de gás natural

A quantidade de combustível inicial utilizada foi retirada do estudo realizado pela Kawasaki para a inclusão de um *duct burner* comercial na TKCSA. O valor para a vazão mássica de combustível estimada pela Kawasaki conforme descrito no Capítulo 6, foi de 4.400 kg/h. Como as simulações estão sendo realizadas com metade do domínio, este valor foi reduzido a 2.200kg/h que é igual a 0,611 kg/s.

A localização dos queimadores de ducto foi uma posição inicial e preliminar para verificar o comportamento do fluido de trabalho com a queima suplementar de gás natural. Como a caldeira não foi projetada para essa condição de escoamento, talvez a inclusão de um combustível suplementar pode não ser uma alteração viável para este sistema.

Na Figura 50 pode ser observado o novo perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal central passando no centro de uma fileira de injetores de combustível. Verifica-se um aumento de 3,6m/s na velocidade máxima no perfil analisado como também uma alteração significativa na região de baixa pressão, ou seja, na região onde há maior recirculação à baixa velocidade.

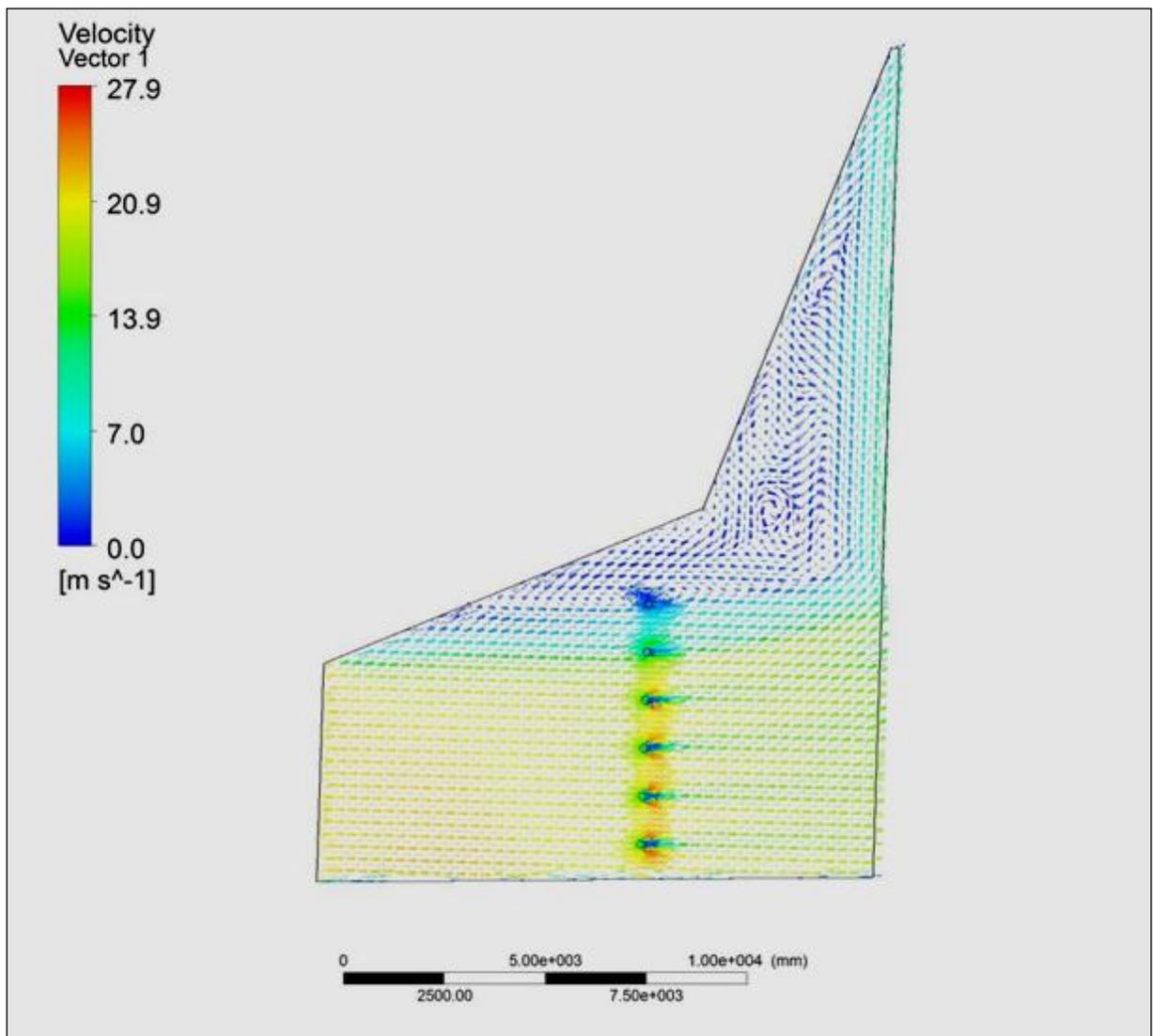


Figura 50 Perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal central

Através das linhas de correntes partindo da entrada de ar (gases de escape da câmara de combustão) e combustível, observar-se na Figura 51, a concentração do gás natural na região de baixa pressão, podendo causar um aumento da temperatura nesta região devido à estagnação do fluxo.

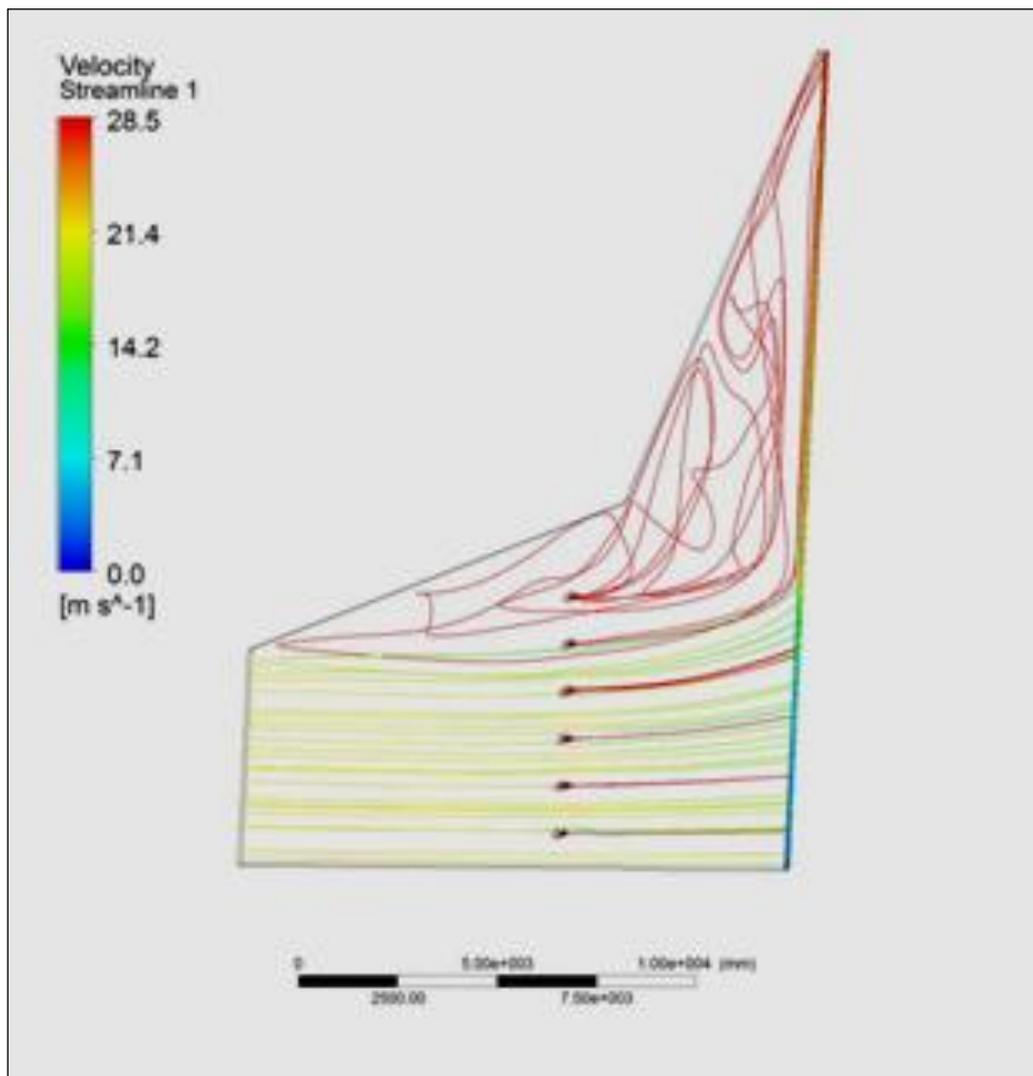


Figura 51 Linhas de correntes de ar e combustível

Esta tendência de aumento da temperatura na região superior da seção, que antecede a entrada da caldeira, pode ser observada na Figura 52, onde é mostrado o perfil de temperatura na saída do domínio. Um perfil com grande variação de temperatura é formado com uma temperatura máxima de 1290K, podendo causar danos ao material, pois é superior à temperatura de projeto da tubulação da caldeira (temperatura máxima considerando a resistência do material é de  $540^{\circ}\text{C}=813\text{K}$ ).

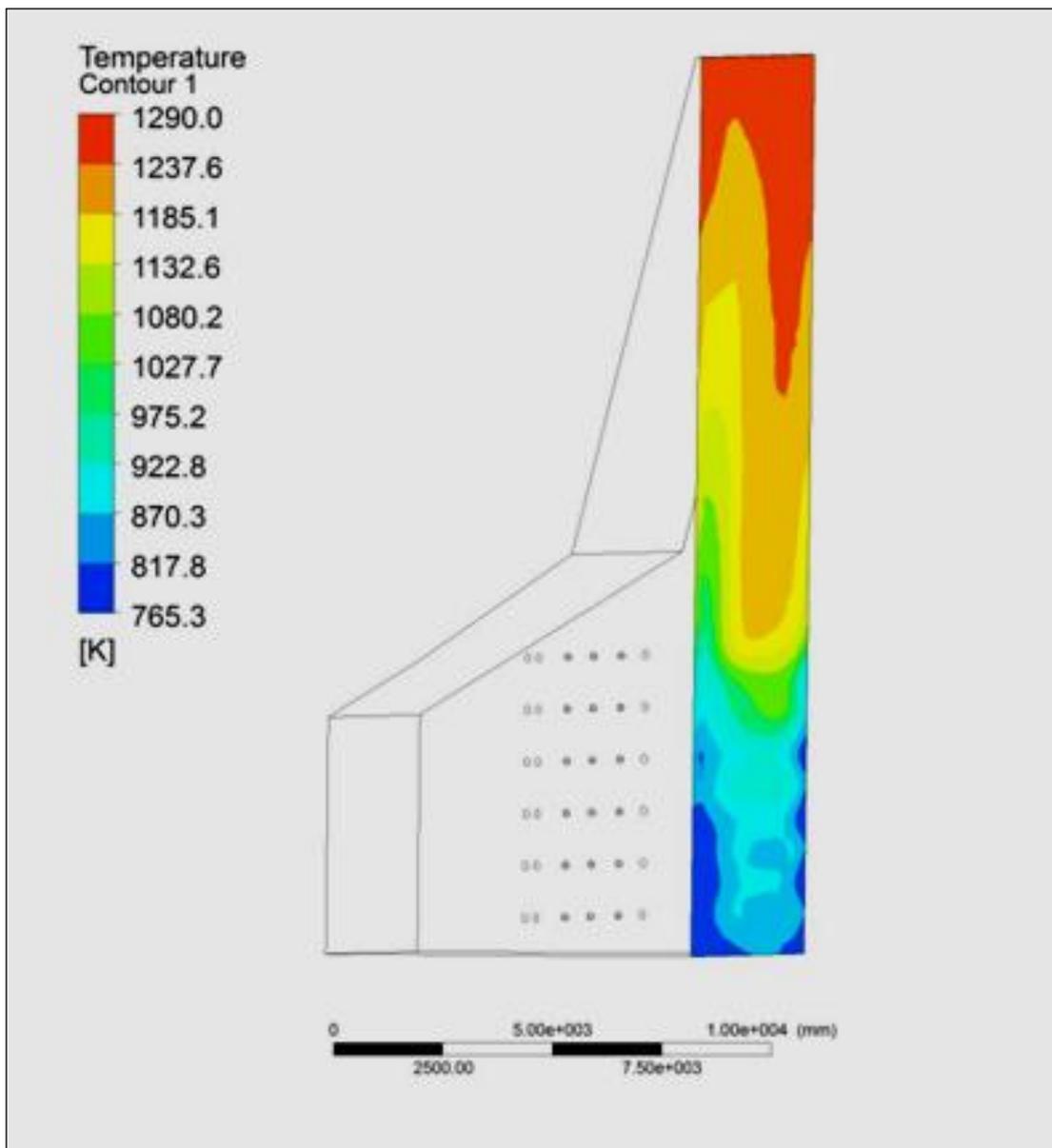


Figura 52 Perfil de temperatura na entrada da caldeira.

A temperatura média na saída do domínio é de 1097,79 K, mas o que é crítico é a temperatura máxima superior à 813K.

- **Alteração 1**

Como a temperatura e a distribuição de temperatura estão inadequados na entrada da caldeira, algumas modificações devem ser realizadas nas simulações com o foco no objetivo do aumento uniforme da temperatura na entrada da caldeira até o valor máximo de 540°C.

A primeira alteração realizada foi na quantidade de gás natural injetada no duct burner. Como a simulação inicial foi realizada com a quantidade de combustível estimada pela

Kawazaki, uma redução neste valor foi proposta com o intuito de reduzir a temperatura na saída da seção e também uniformizá-lo. A quantidade utilizada nesta simulação foi de dois terços do valor inicial, ou seja, dois terços de 0,611 kg/s que equivale a 0,4074 kg/s.

Todas as condições de contorno foram mantidas para que a comparação seja feita de maneira correta.

Na Figura 53 pode ser observado o perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal, que quando comparado com o perfil anterior, tem pequenas alterações na região de baixa pressão e também uma pequena alteração no valor máximo da velocidade.

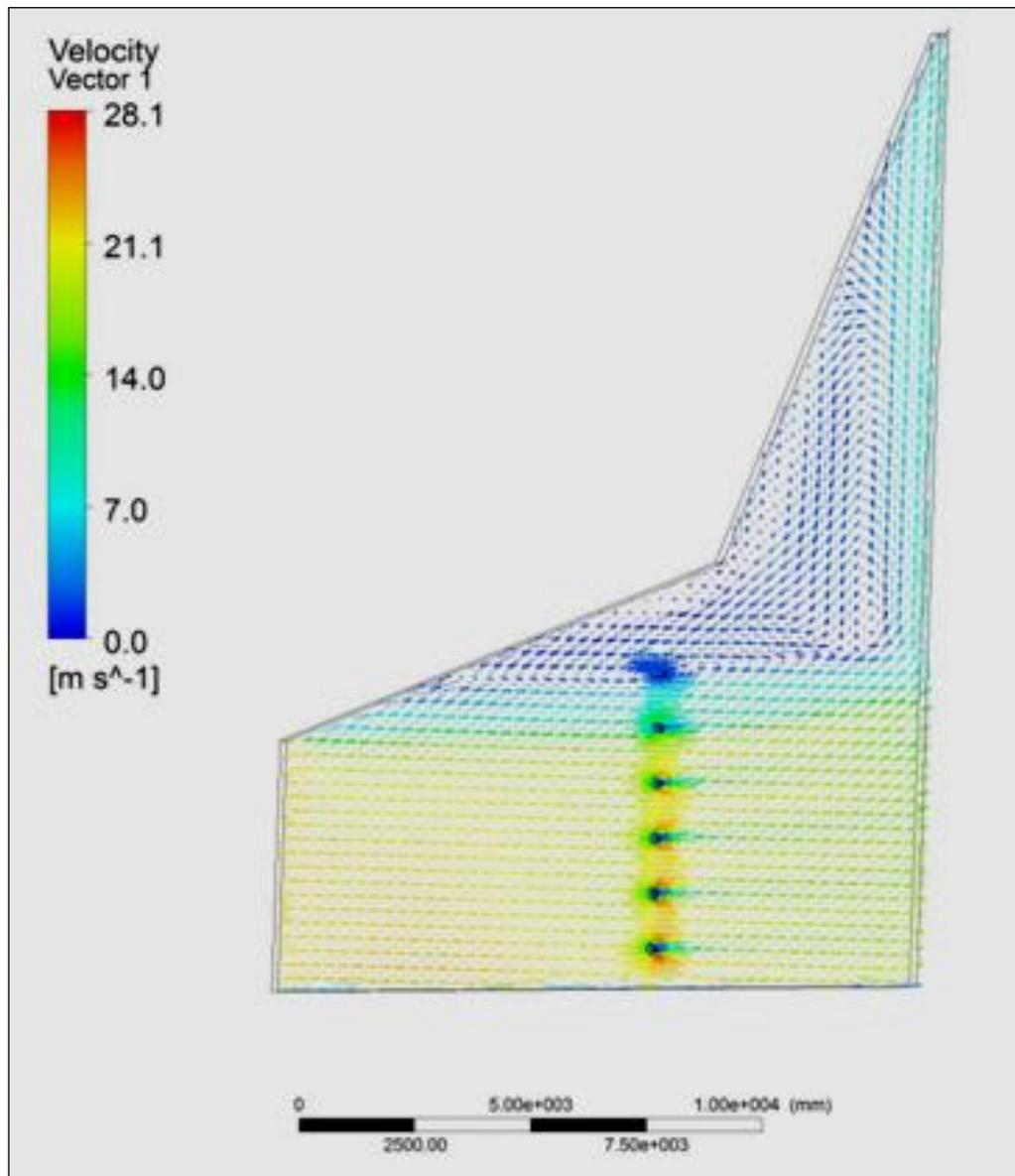


Figura 53 Perfil e magnitude de velocidade.

Analisando a Figura 56, linhas de correntes do ar e do combustível, pode-se confirmar a análise realizada para o perfil de velocidade. Ou seja, este perfil não muda significativamente, pois a variação na condição de contorno é muito pequena. O combustível continua se concentrando na zona de baixa pressão, causando um aumento expressivo na temperatura na entrada da caldeira.

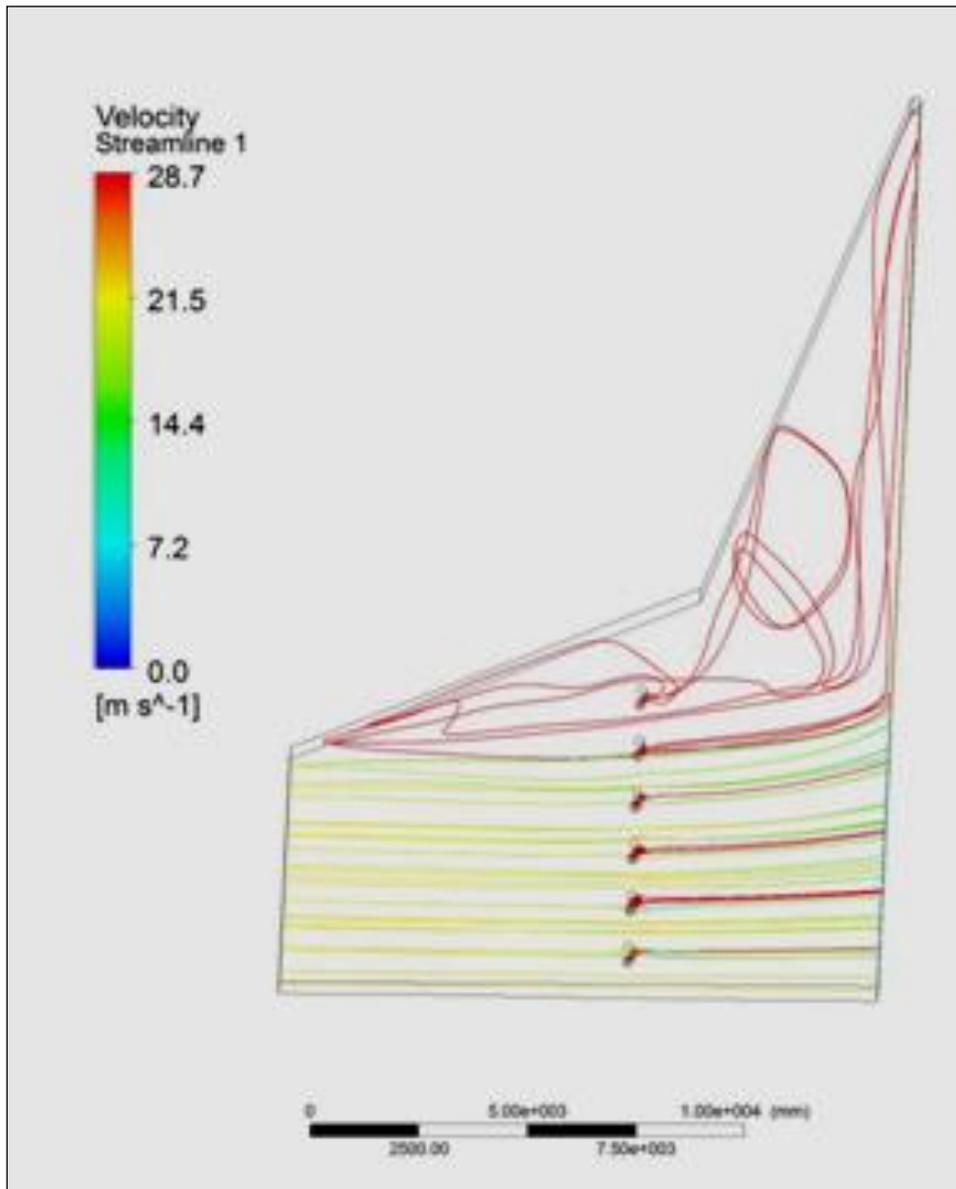


Figura 54 Linhas de correntes de ar e combustível.

Na Figura 57, observa-se uma gradiente de temperatura na saída da seção com valor de temperatura máxima de 1131,5 K, igual a 858,5°C, e com média de 1013,0 K, igual a 740°C, valores inadequados para o material da caldeira .

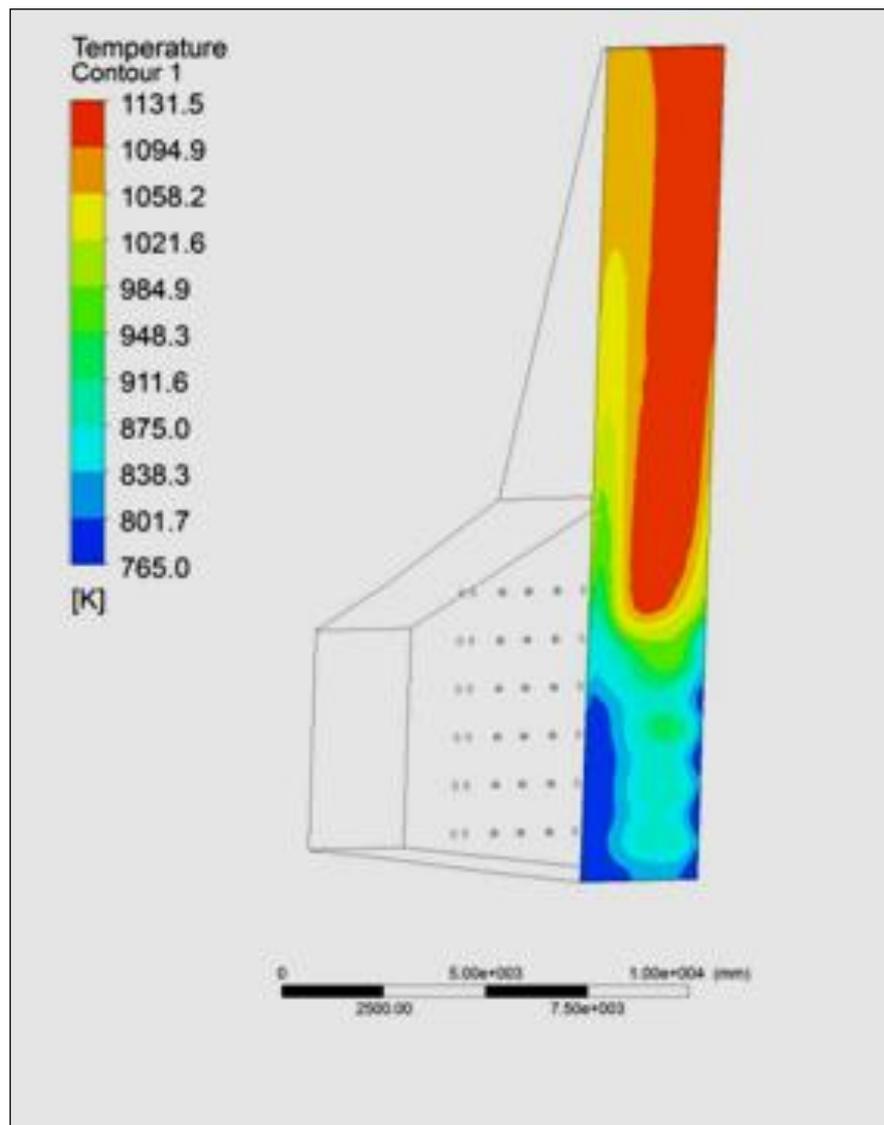


Figura 55 Perfil de temperatura na entrada da caldeira

- **Alteração 2**

Seguindo na mesma linha de raciocínio, mais uma redução na quantidade de massa foi testada. Agora, considerando uma eficiência de combustão de 80%, obteve-se a quantidade de combustível necessária para atingir-se 540° C, na saída da seção. O valor encontrado foi de 0,2199 kg/s.

Analisando o perfil de velocidade ao longo do plano longitudinal, Figura 56, observa-se que houve uma alteração um pouco mais significativa em relação à simulação inicial, mas talvez ainda insuficiente para reduzir a temperatura para o objetivo de 540°C. A diferença é percebida na região de baixa pressão, pois a velocidade do fluxo principal é muito grande pra

ser afetada pela quantidade de combustível.

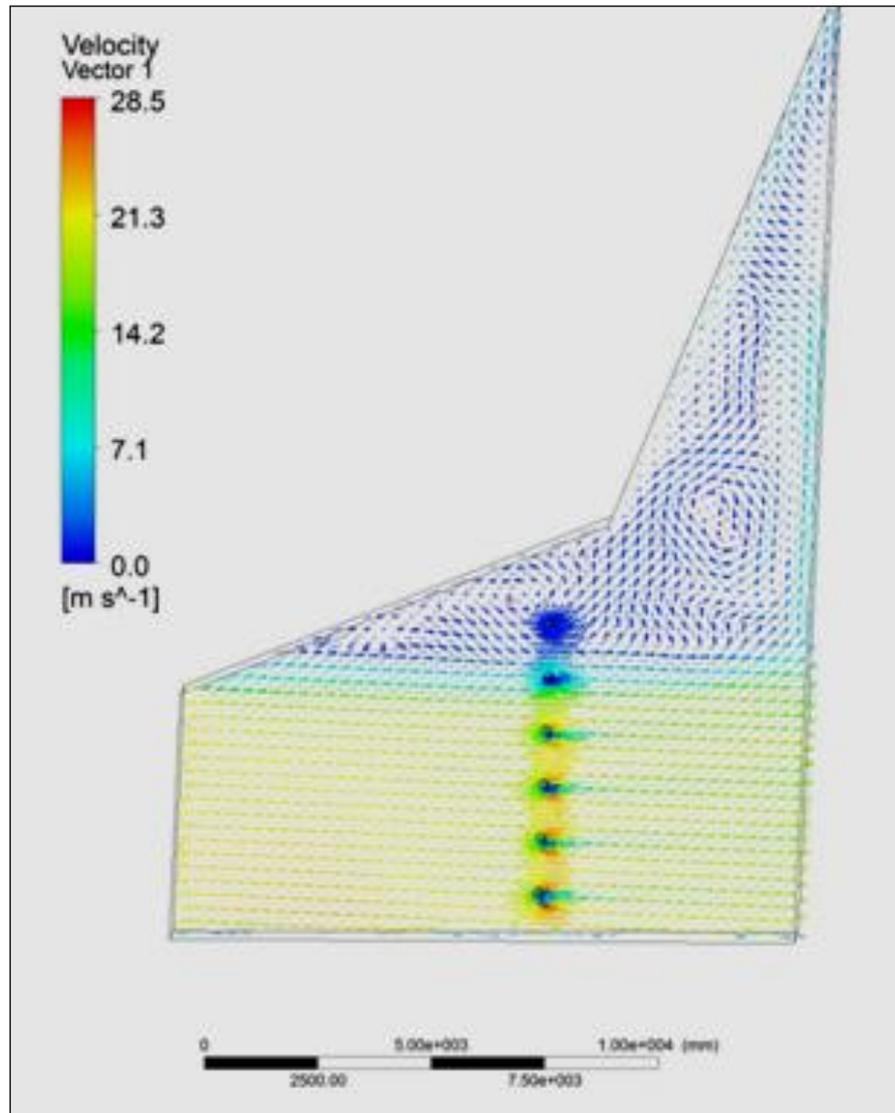


Figura 56 Perfil e magnitude de velocidade

Nas linhas de correntes partindo do injetor de combustível, Figura 57, observa-se que o combustível se concentra novamente na zona de baixa pressão de uma maneira mais uniforme. Mesmo assim, essa concentração novamente deve prejudicar o perfil de temperatura na entrada da caldeira.

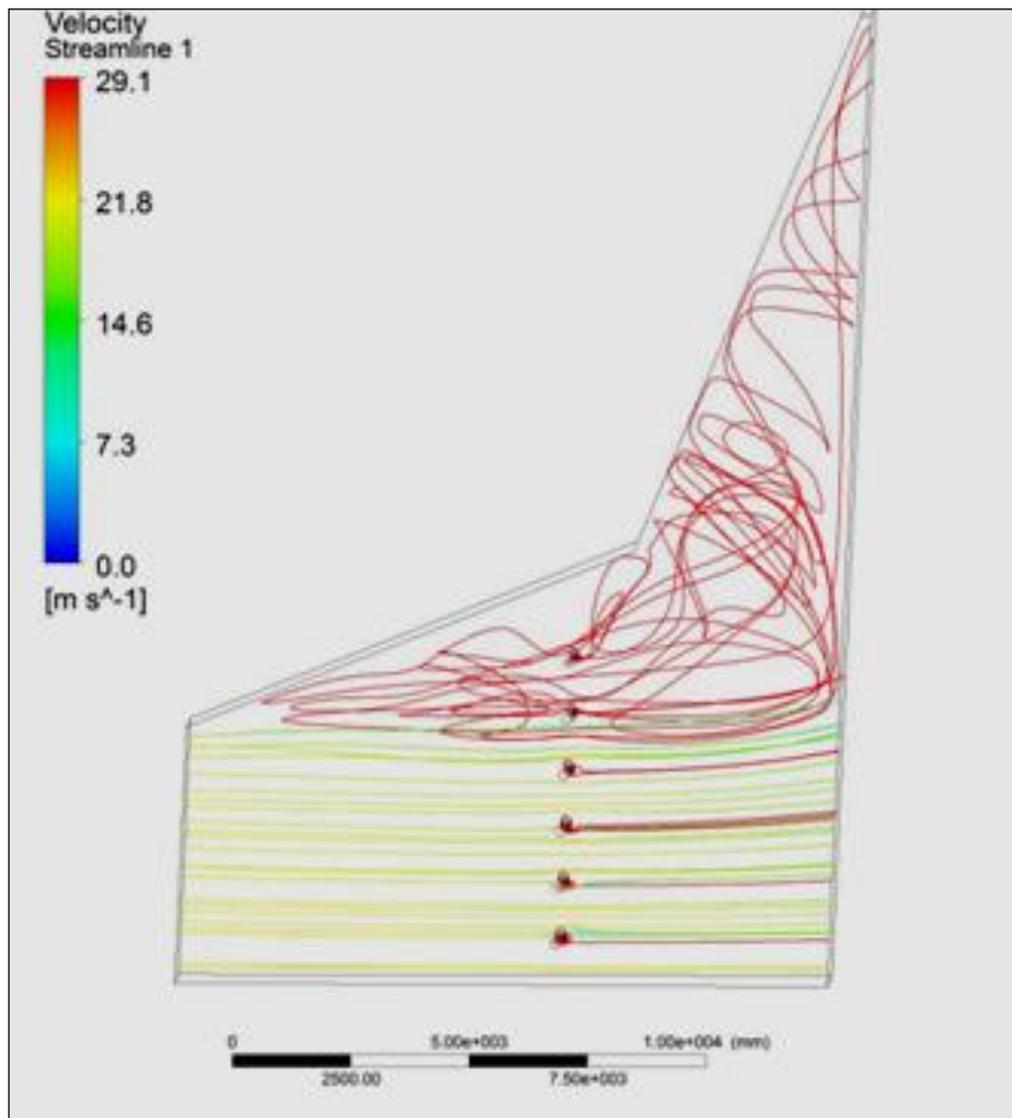


Figura 57 Linhas de correntes de ar e combustível

Não muito diferente dos resultados anteriores, a distribuição e magnitude de temperatura na saída da seção continua inadequado. Agora, a temperatura máxima é de 1030,2 K e a temperatura média na saída do domínio é de 948,6 K, Figura 58.

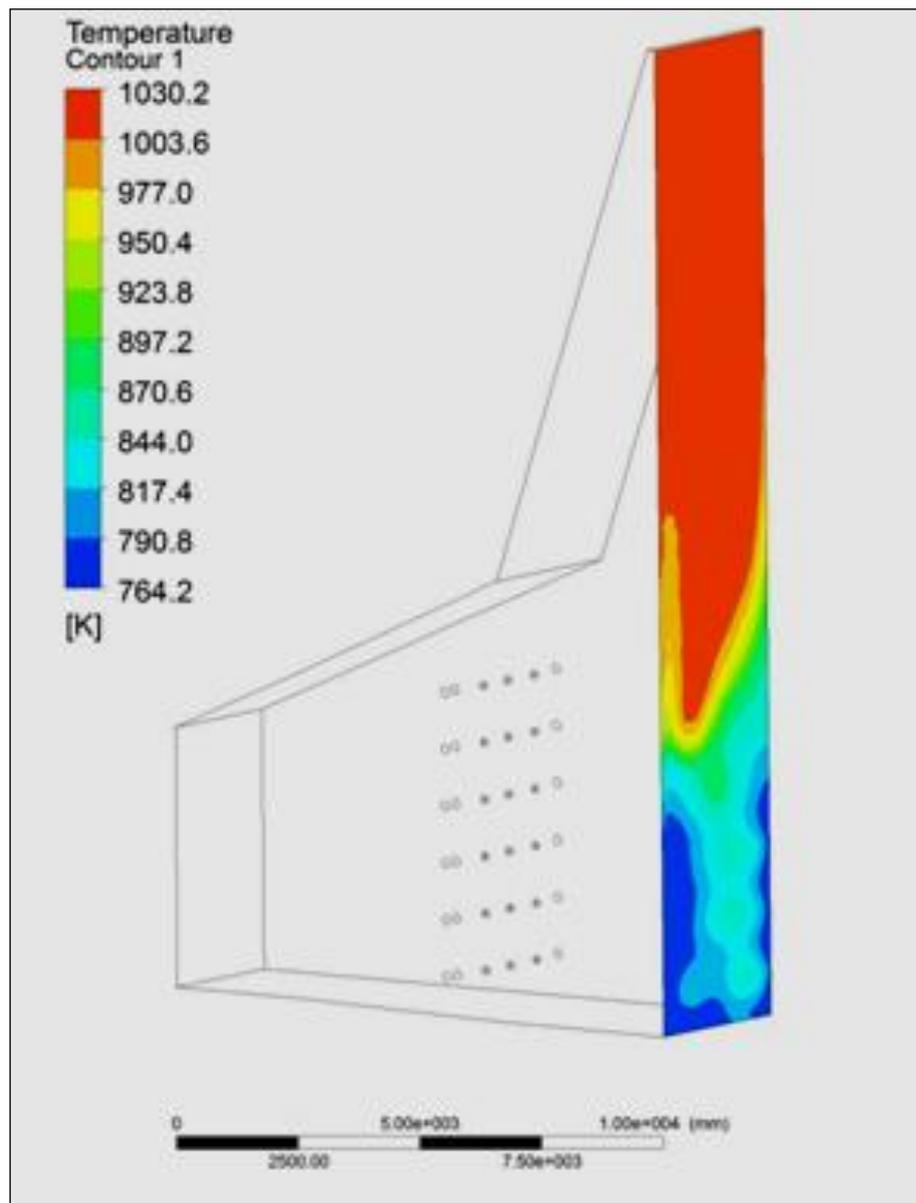


Figura 58 Perfil de temperatura na entrada da caldeira

- **Alteração 3**

Depois de fazer três tentativas com vazões mássicas diferentes para os injetores de combustível, o valor que mais se aproximou foi o de 0,2199kg/s. Porém, a distribuição de temperatura ainda não estava adequada, ou seja deve-se buscar outro caminho para se obter o perfil e a temperatura desejados.

Seguindo a literatura, uma alteração no caminho que o fluxo percorre é uma saída para corrigir as várias recirculações e zonas de baixa pressão presentes na parte superior da seção de entrada da caldeira.

Uma geometria a ser testada é mostrada na Figura 59.

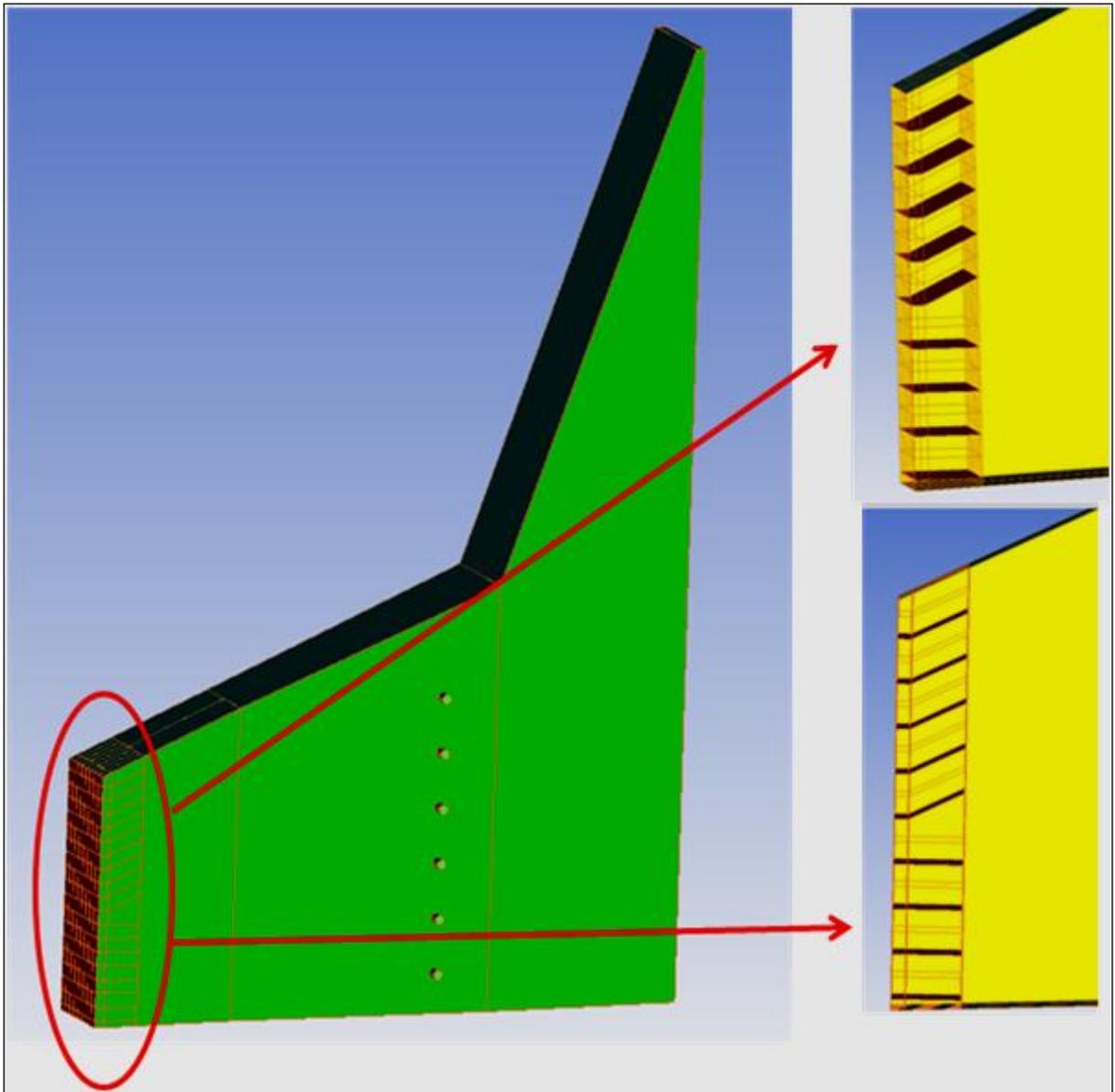


Figura 59 Geometria com direcionador de ar ou difusor

Através do perfil de velocidade, observa-se que o fluxo se divide fazendo que a região de baixa pressão seja agora bem menor, distribuindo melhor a temperatura. As aletas colocadas na entrada da seção direcionam o fluxo criando uma nova corrente com velocidades maiores, Figura 60.

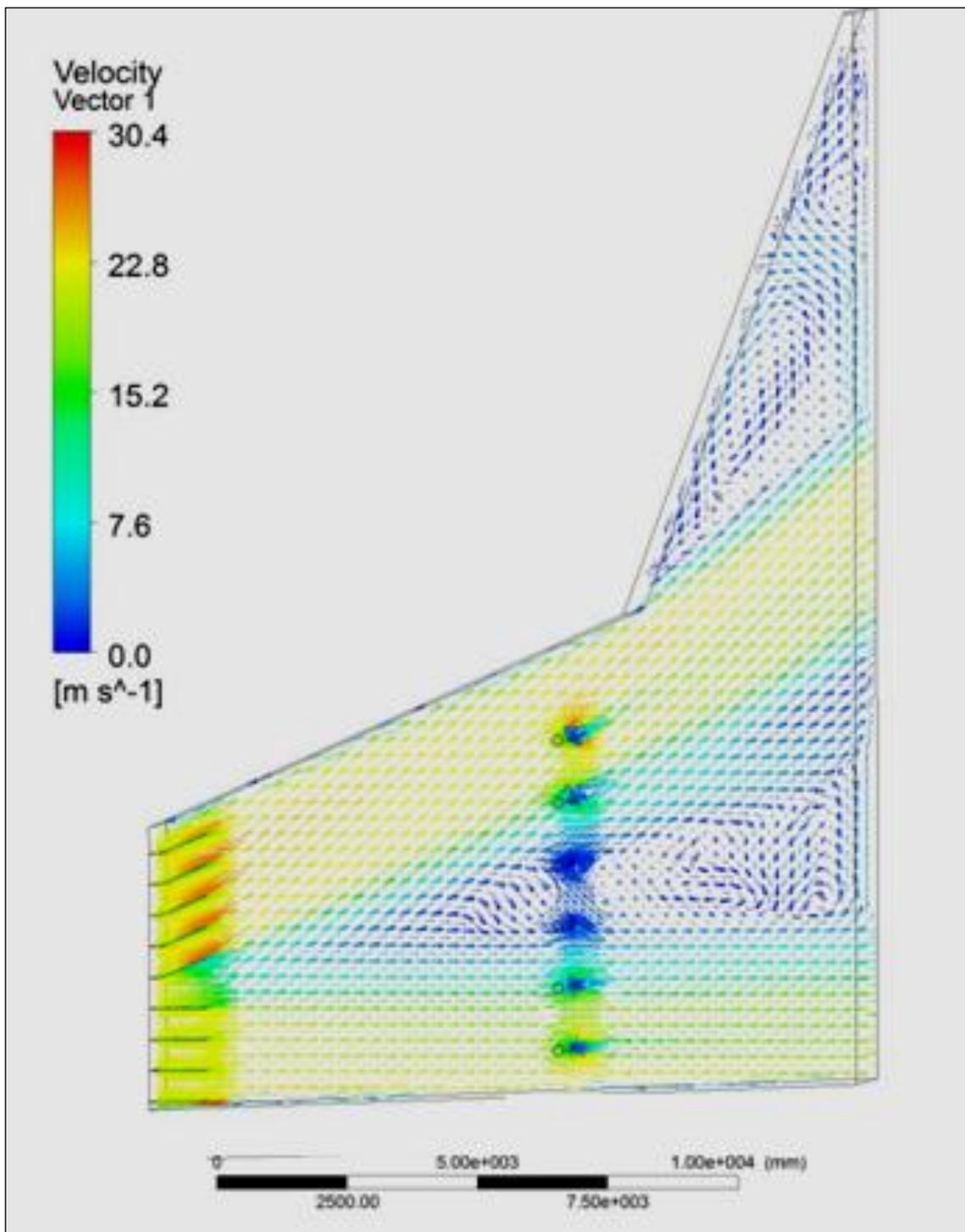


Figura 60 Perfil e magnitude de velocidade

Analisando-se as linhas de corrente de ar e combustível, Figura 61, observa-se um perfil bem diferente, onde o combustível não mais se concentra na parte superior da seção.

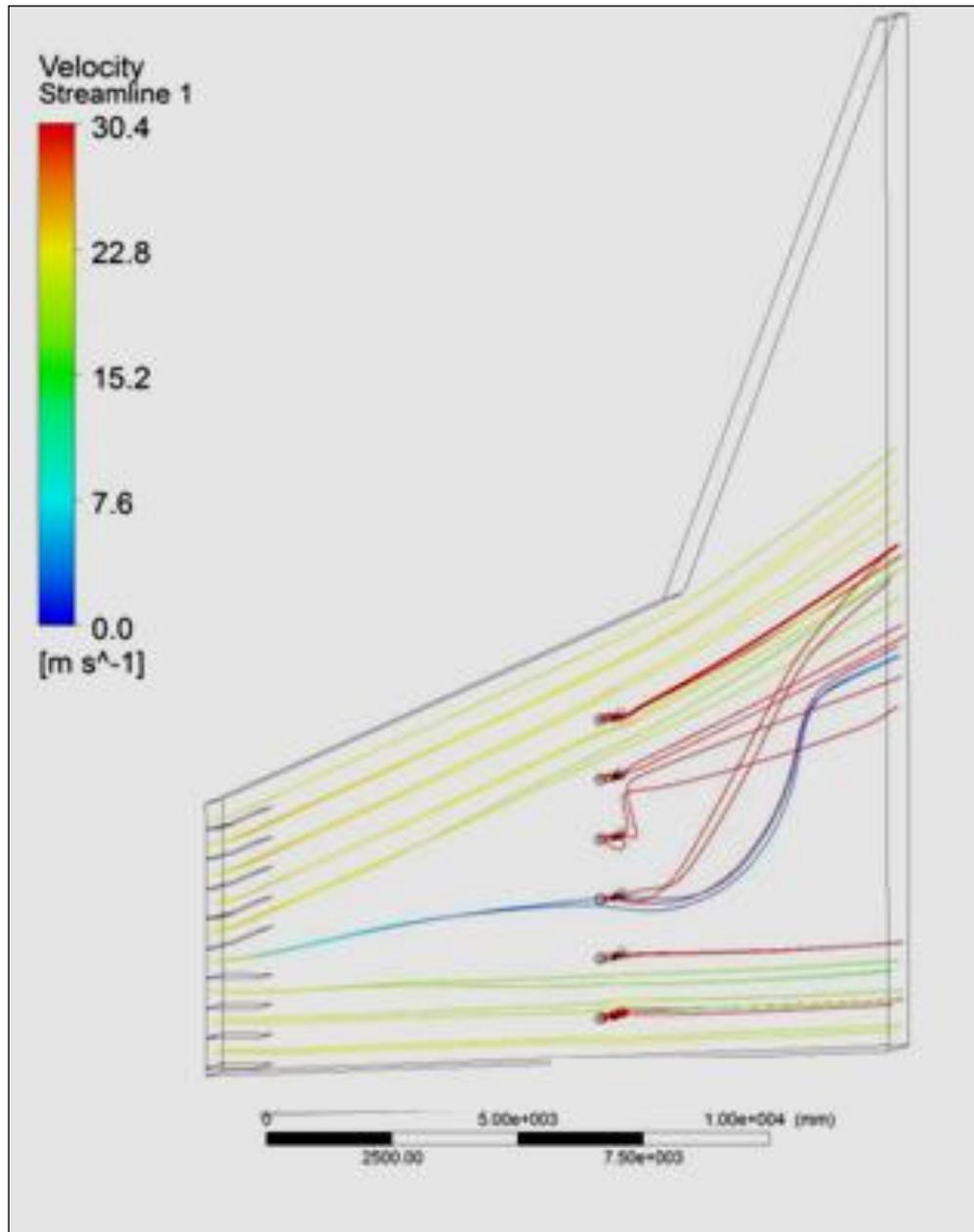


Figura 61 Linhas de correntes de ar e combustível

O resultado observado nas linhas de correntes se confirma na Figura 62. Pode-se observar que a variação da temperatura é menor. A temperatura máxima verificada é de 1004,9 K e a temperatura média é de 829,9K.

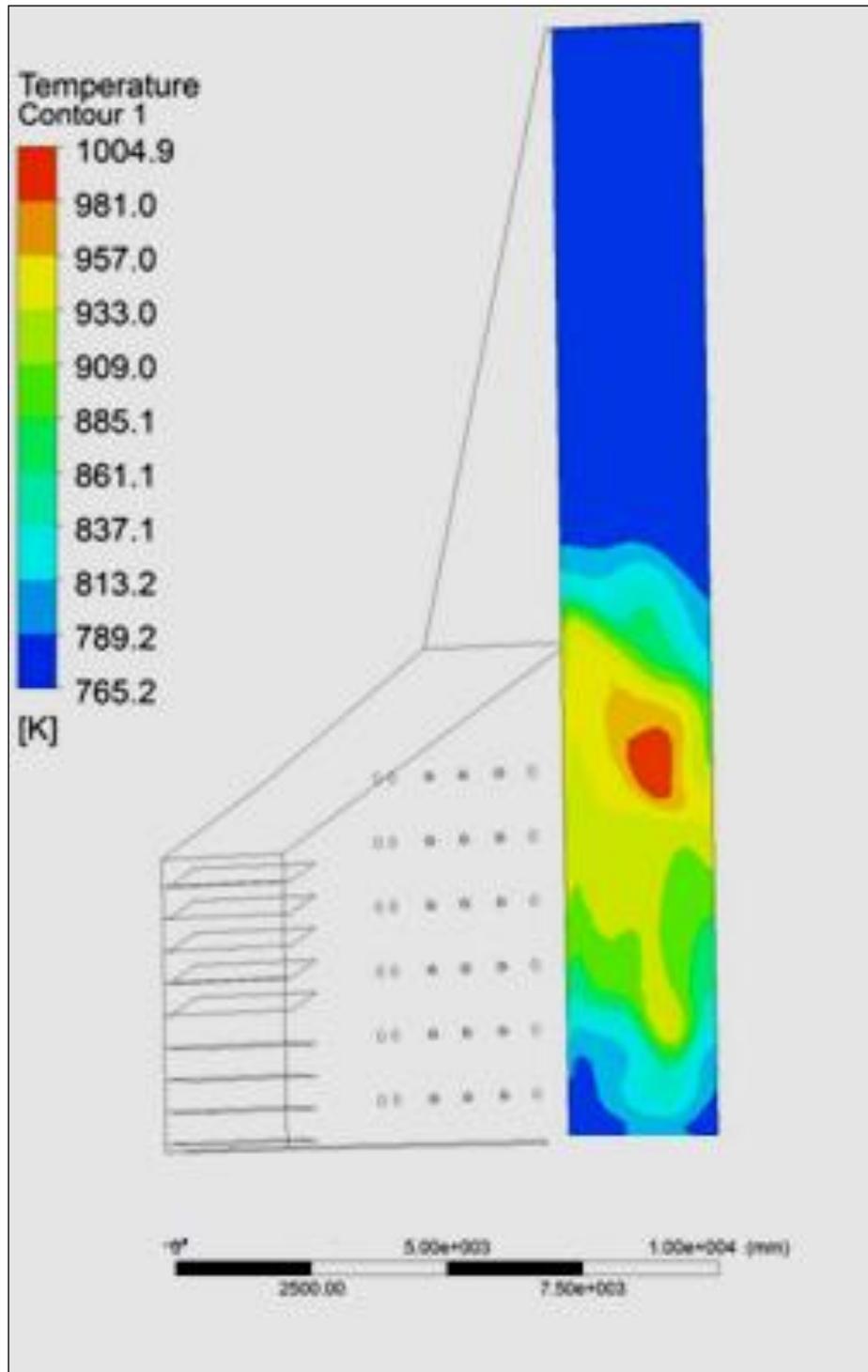


Figura 62 Perfil de temperatura na entrada da caldeira

Na Figura 63, pode-se observar um outro perfil de temperatura na saída e também ao longo do plano de simetria. Uma região de maior temperatura na região de baixa pressão é verificada, havendo assim a necessidade de mais uma alteração na geometria.

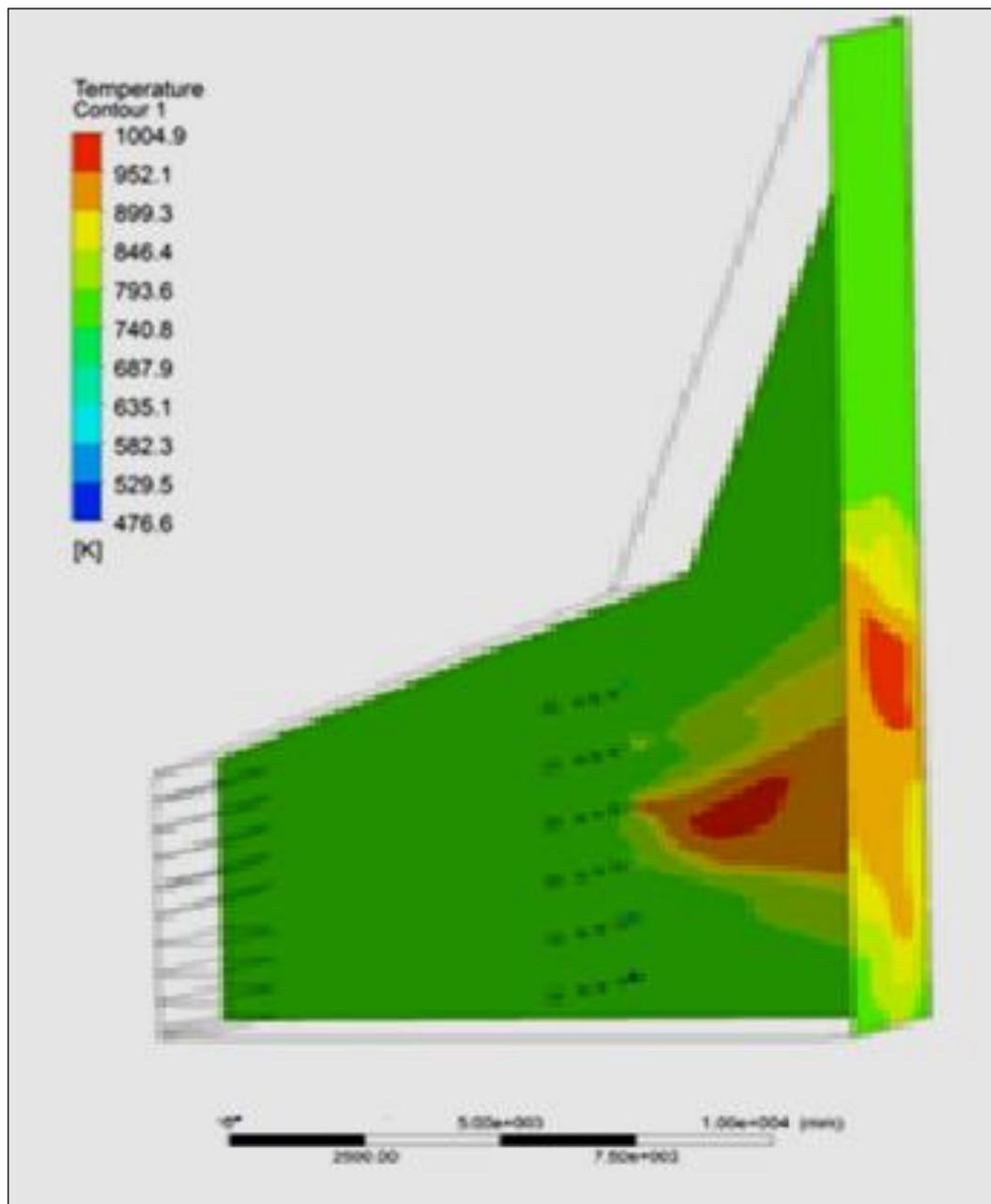


Figura 63 Perfil de temperatura na entrada da caldeira Alteração 4

Os resultados encontrados na simulação anterior com a introdução de aletas direcionais confirmam uma melhora no caminho do fluxo com diminuição das recirculações e zonas de baixa pressão na parte superior da seção de entrada da caldeira melhorando-se assim a distribuição de temperatura.

Na simulação 4 propõem-se aumentar o número de aletas direcionais e paralelamente alterar-se localização dos queimadores, ficando estes agora, mais próximos às aletas e distantes dos feixes de tubos da caldeira, Figura 64.

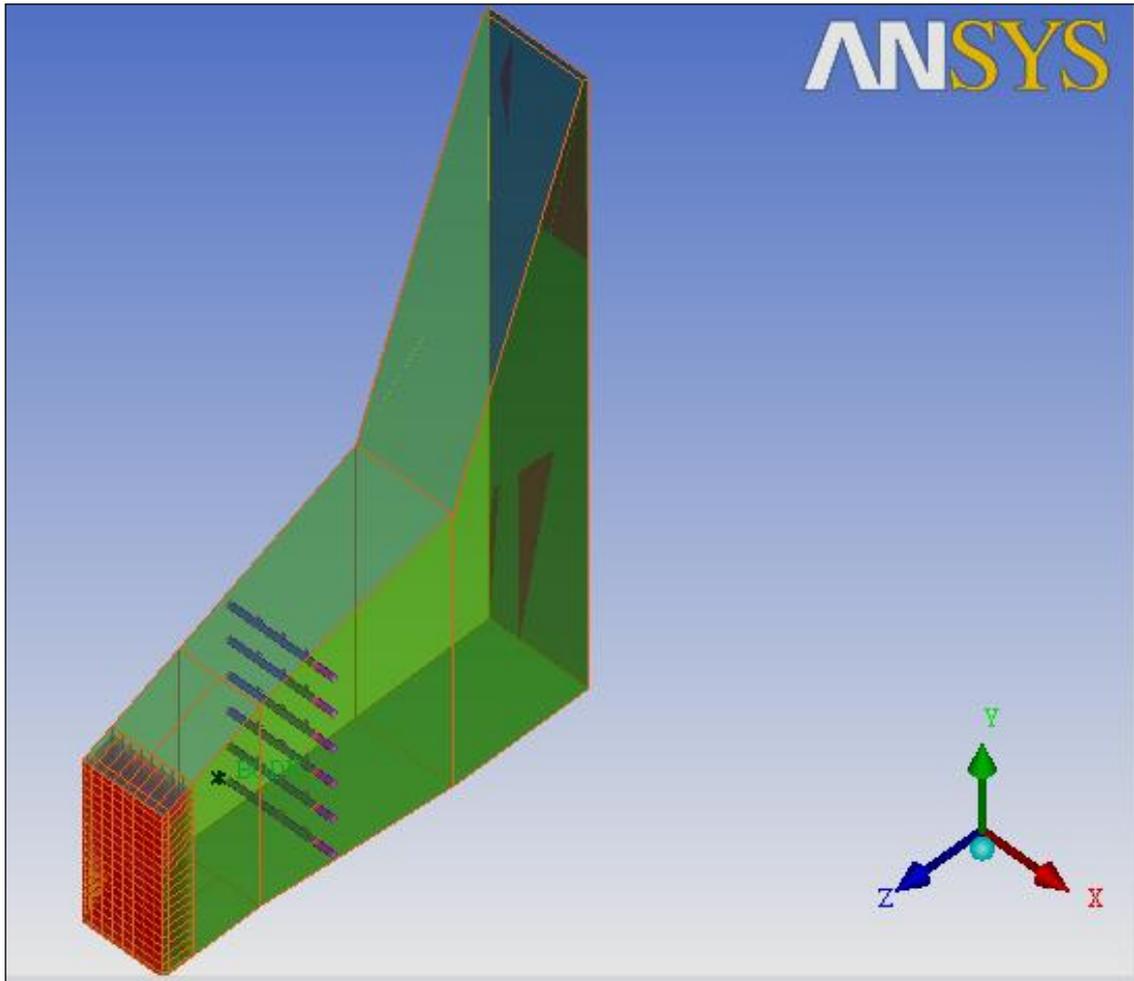


Figura 64 Perfil de temperatura na entrada da caldeira Alteração 4

Através do perfil de velocidade, observa-se, Figura 65, que o maior número de aletas na entrada da seção em conjunto com a alteração da localização dos queimadores, direcionam ainda melhor o fluxo criando correntes com velocidades ainda maiores e melhor distribuídas.

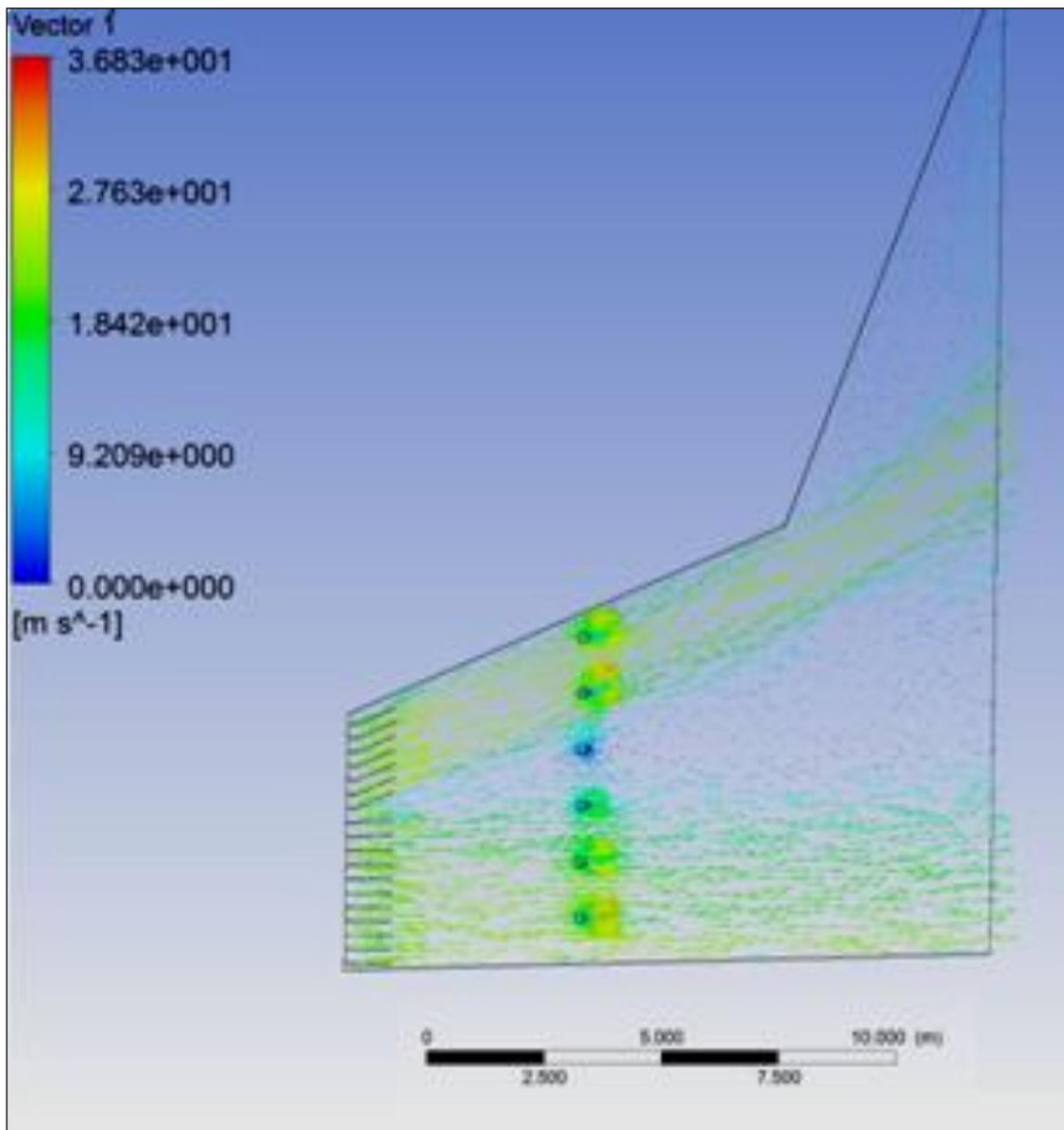


Figura 65 Perfil e magnitude de velocidade

Analisando-se as linhas de corrente de ar e combustível, Figura 66, observa-se um perfil semelhante ao anterior, porém reduzindo ainda mais a tendência de concentração do combustível na seção superior da caixa de entrada.

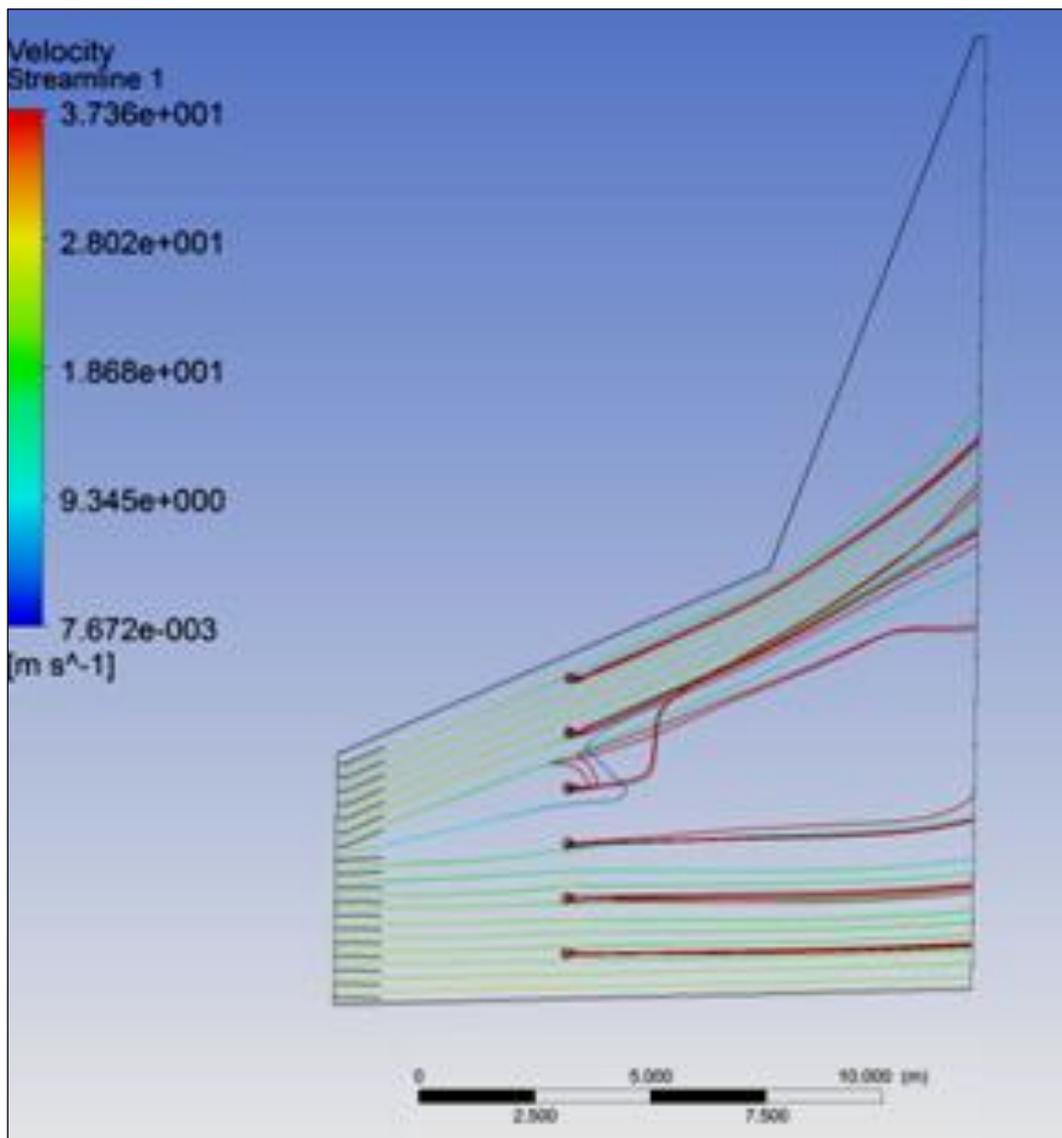


Figura 66 Linhas de correntes de ar e combustível

O resultado observado nas linhas de correntes mais uma vez se confirma na Figura 69. Pode-se observar que a variação da temperatura é menor. A temperatura máxima verificada é de 887,5° K igual a 585,5°C ficando bem mais próxima da temperatura desejada de 540°C.

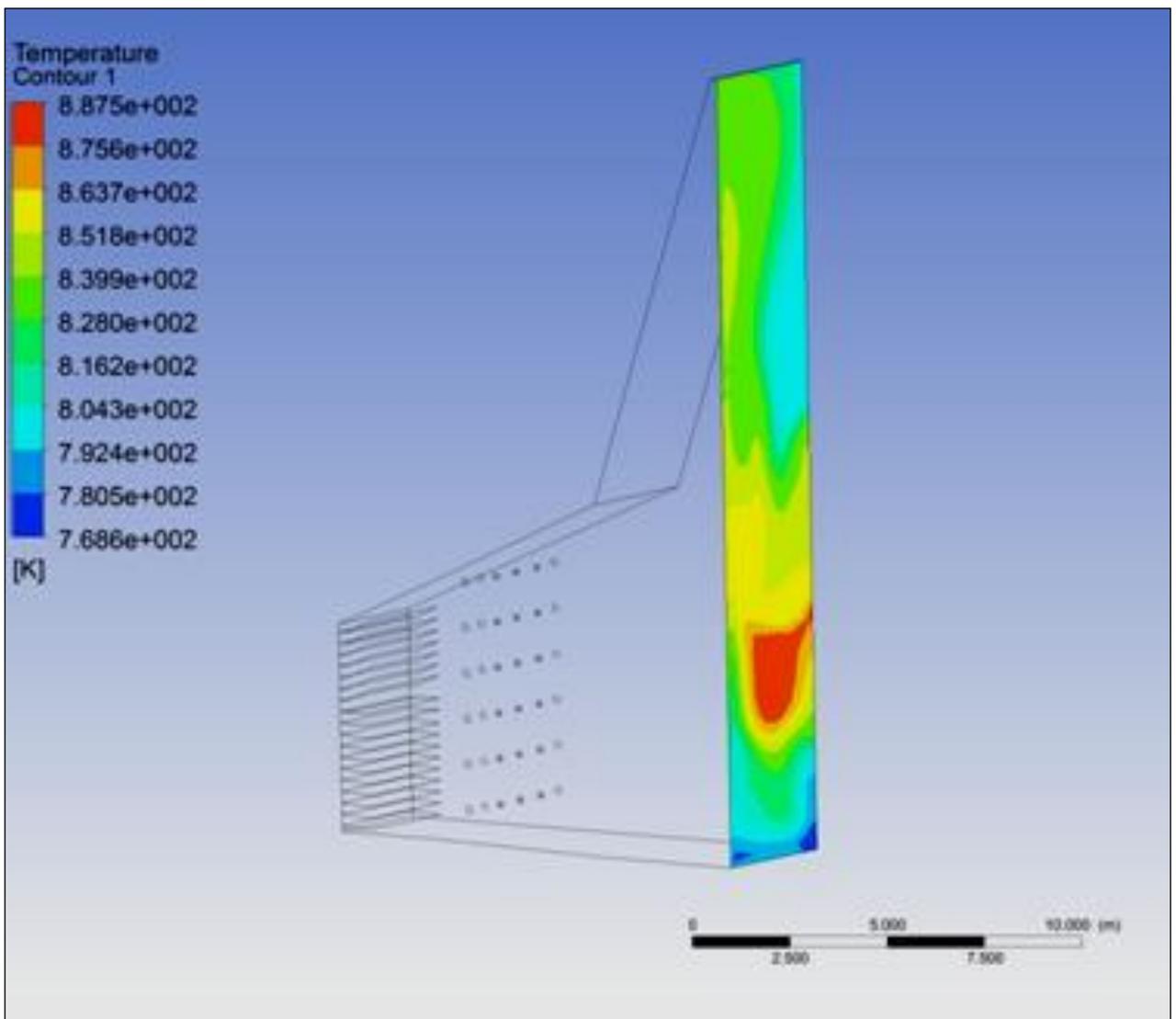


Figura 67 Perfil de temperatura na entrada da caldeira

Nas Figuras 68 e 69, pode-se observar o perfil de temperatura na saída com máximas de 1043°K (770°C) e 887,5°K (585,5°C) ao longo do plano de simetria respectivamente.

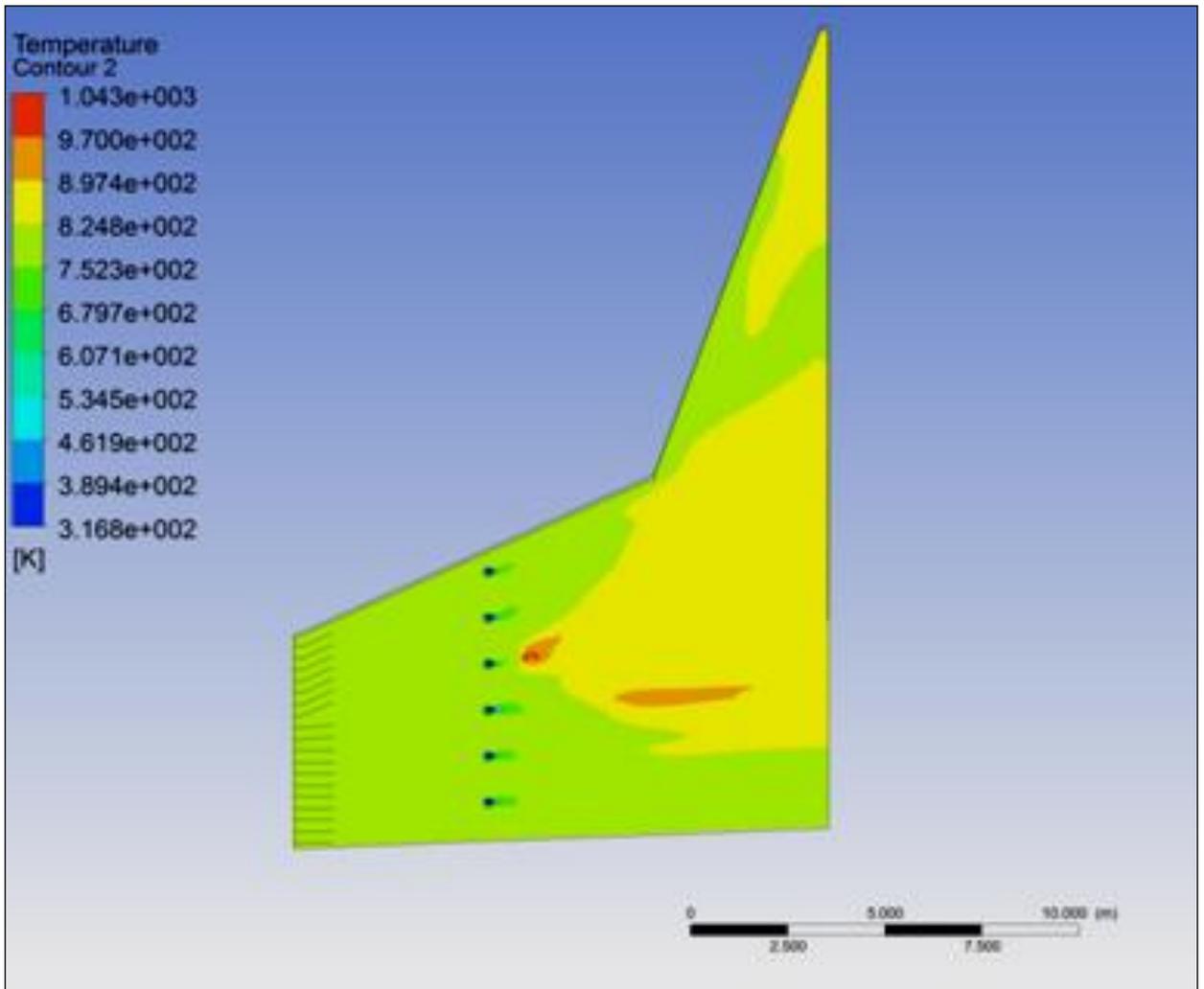


Figura 68 Perfil de temperatura na entrada da caldeira

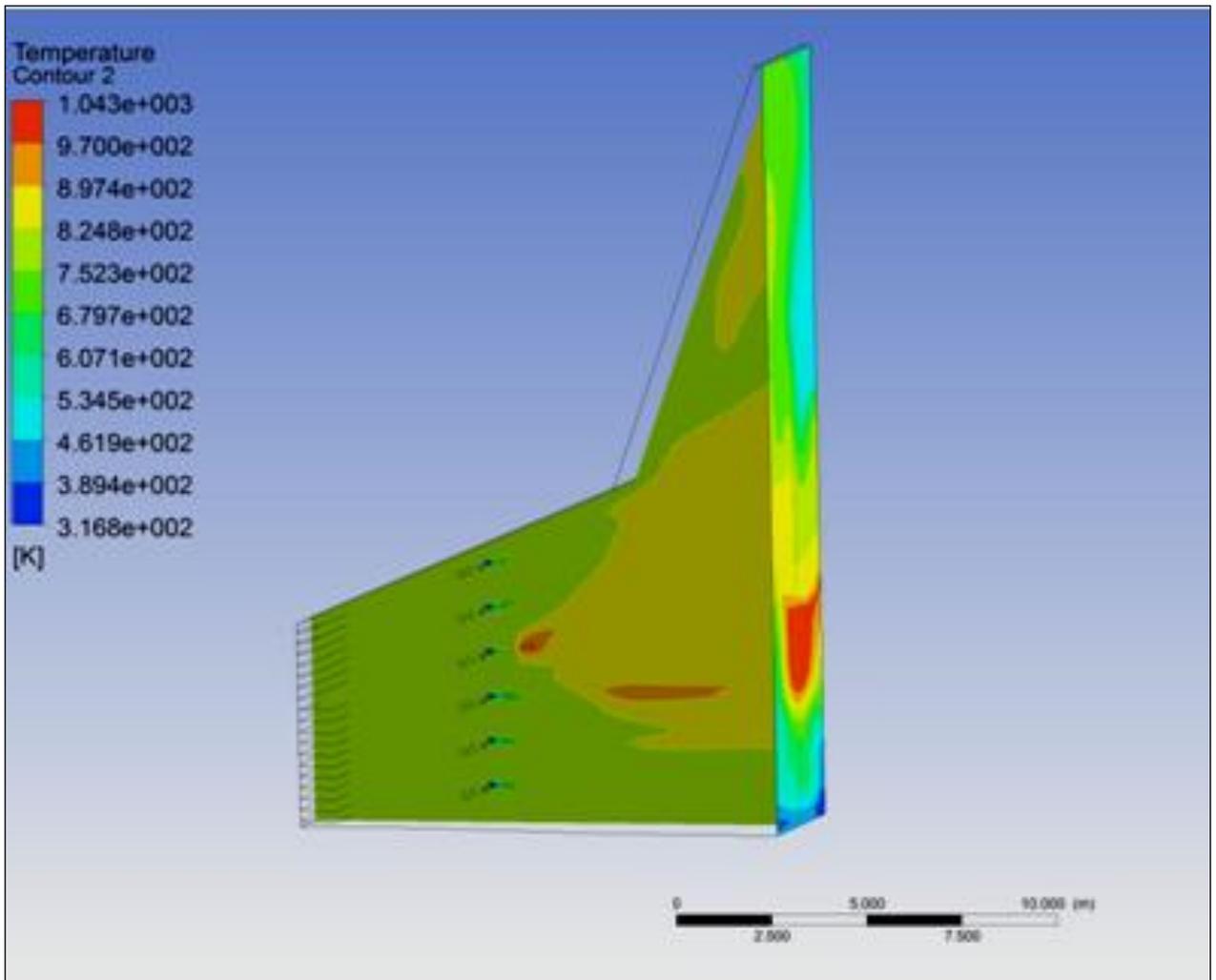


Figura 69 Perfil de temperatura na entrada da caldeira

## Capítulo 7

# CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Com as simulações realizadas no ANSYS CFX® ao longo do Capítulo 6, com foco no objetivo que é um perfil na entrada da caldeira com valor máximo de 540°C (limite de resistência), pode-se observar que a instalação dos queimadores de duto no início da região de difusão da seção de entrada da caldeira com a quantidade inicial de combustível proposta pelo fabricante resulta em temperaturas elevadas na entrada da caldeira e que com a redução da quantidade de combustível a valores menores quando comparados com os dados iniciais, o perfil de temperatura na entrada da caldeira permanece ainda elevado, com valores acima do limite de temperatura do material da tubulação da caldeira.

O comportamento da chama e da distribuição dos vetores velocidade ao longo da câmara da caldeira também puderam ser identificados pelas simulações numéricas. Neste caso, regiões de recirculação e aceleração do escoamento foram localizadas. A geometria da seção de entrada da caldeira resulta em uma zona de recirculação e baixa pressão, e a chama de gás combustível acaba se concentrando e elevando a temperatura no perfil de saída.

Com a primeira alteração da geometria com introdução de aletas, visando mudar a direção do fluxo principal, a distribuição de temperatura no perfil de saída se torna um perfil mais homogêneo, porém ainda não o suficiente para alcançar o objetivo traçado.

Porém, conforme revelado pelas simulações, após mais alguns ajustes realizados através do uso da metodologia, principalmente com o objetivo de melhora no caminho do fluxo com diminuição das recirculações e zonas de baixa pressão na parte superior da seção de entrada da caldeira, uma temperatura máxima de 585,5°C para o perfil de temperaturas, foi obtida na segunda alteração da geometria durante a 4ª simulação, aumentando-se o número das aletas direcionais e reposicionando-se os queimadores.

Neste sentido, não é recomendável a introdução de Duct Burners nas HRSG da TKCSA com base nas análises feitas neste trabalho sem um estudo mais detalhado dos mecanismos de distribuição das velocidades e de um projeto de posicionamento dos queimadores, principalmente pelo forte impacto que produzem no escoamento. Tais investigações incluem,

por exemplo, o estudo do escoamento a partir de diferentes ângulos das aletas e formato das mesmas.

Para finalizar o CFD se mostrou como uma ferramenta muito útil com resultados coerentes no estudo preliminar de projeto para a instalação de Duct Burners em uma HRSG, e os dados obtidos ao longo deste trabalho, poderão auxiliar o projeto preliminar de introdução de queima auxiliar na Caldeira de Recuperação estudada, facilitando a identificação das regiões em conflito e que precisam ser investigadas, reduzindo assim, o tempo total de projeto.

## Trabalhos Futuros

- Mudança na inclinação das aletas de entrada do ar (gases produtos da combustão); buscando-se uma melhora no caminho do fluxo com diminuição das recirculações e zonas de baixa pressão na parte superior da seção de entrada da caldeira.
- Mudança no número e redimensionamento dos injetores de combustível; procurando-se uma distribuição e magnitude de temperatura na saída da seção mais adequado.
- Mudança no dispositivo de correção de fluxo experimentando-se outras soluções tais como chapas perfuradas e difusores e formato de tela e avaliando seus impactos.
- Mudanças no tipo e composição química do combustível, realizando novas simulações com combustíveis comerciais ou residuais de processo.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**ABDU A.; SILVA L.F. F. DA .,(2005)**, “Estudo Numérico dos Modelos de Combustão Existentes no Software CFX-5.7.1” . Rio de Janeiro, 2005. 32p. Projeto de Graduação Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

**ALENCAR, H. S. (2007)**, “Estudo Numérico da Termo Aerodinâmica de Câmaras de Combustão para Turbinas a Gás: Aplicação ao caso das Micro Turbinas”, Tese (Doutorado em Dinâmica de Fluidos), Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 261 p.

**AMERI, M. (2013)**, “The CFD Modeling of Heat Recovery Steam Generator Inlet Duct”, International Journal of Energy Engineering (IJEE) Jun. 2013, Vol. 3 Iss. 3, PP. 74-79.

**BEN, (2013)**, “Balanço Energético Nacional 2013: Ano base 2012”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro.

**BEN, (2014)**, “Balanço Energético Nacional 2014: Ano base 2013”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro.

**BÖHM, H., (1994)**, “Fossil-Fired Power Plants”, VGB Kraftwerkstechnik, No. 3/94 reprinted.

**BOYCE, M.P., (2001)**, “Gas Turbine Engineering Handbook”, Second Edition.

**BORTOLI, A. L. (2000)**, “Introdução à Dinâmica de Fluidos Computacional”, Editora Nascimento.

**BRASIL ESCOLA (2015)**, “Planejamento Energético do Brasil e Iminência de uma nova Crise no Setor- Apagão.”. Acesso em: 18/01/2015. Disponível em: <http://www.brasilecola.com/geografia/planejamento-energetico-brasil-iminencia-uma-nova->

crise-no-setor-apagao.htm

**CATALANO, L.A., DADONE, A., MANODORO, D., SAPONARO, A. (2001)**, “Development and Optimization of High –Performing Duct-Burners for Combined Cycle Plants”.

**CHIUMMO, G., NARDO, A. D., GIAMMARTINI, S., MONGIELLO, C., NOVIELLO, C., (2006)**. “Parametrical Analysis on a Exhaust Gas-Methane Burner in Steady-State Conditions: A Post-Combustion Case”.

**DECOUSSEMAEKER, P., (2013)**, “HRSG Operation, Inspection, Design and Operation, Alstom HRSG Technical Seminar”, Rio de Janeiro.

**DEVLOO, P.R.B, MENEZES, F.A.M., SILVA, E.C. (1997)**, “ Methods in Applied Mechanics and Engineering”.

**EPE (2009)**, “Empresa de Pesquisa Energética – Energia no Setor Siderúrgico Brasileiro”, Série Estudos Setoriais, Nota técnica DEA 02/09.

**EPRI (2007)**, “Electric Power Research Institute - Evaluating and Avoiding Heat Recovery Steam Generator Tube Damage Caused by Duct Burners”.

**FERREIRA D. J. O., SOSA ARNAO J. H., MOREIRA B. C., RANGEL L. P., PARK S. W. (2014)**, “Impacto da Radiação na Modelagem de uma Caldeira de Bagaço de Cana de Açúcar”.

**FIRJAN (2015)**, Federação das Indústrias do Estado do Rio de Janeiro.

“O Brasil continua tendo a energia mais cara entre 28 países”. Acesso em: 10/05/2015.  
Disponível em:  
<http://www.firjan.org.br/data/pages/2C908CEC4C2EAB31014CB330B7FD53F7.htm>

**HRSG THEORY (2010)**, “HRSG Training Course, Evonik Technical Seminar”, Rio de Janeiro.

**LEFEBVRE, A. H., (1983),** “Gas Turbine Combustion” Taylor e Francis, USA.

**LEZSOVITS, F., KÖNCZÖL, S., SZTANKÓ, K. (2010),** “CO Emission Reduction of a HRSG Duct Burner”.

**LORRA, A. M., (2003),** “Investigation of a Duct Burner Desing Using CFD in Comparison with Full-Scale Experiments”.

**LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. (2004),**“Geração Termelétrica- Planejamento, Projeto e Operação Volume 1”, Editora Interciência.

**MALISKA, C.R. (2004),** “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional” Segunda edição.

**PEN, (2014),** “Plano da Operação Energética 2014/2018”, Operador Nacional do Sistema Elétrico.

**RODRIGUES, L. O. (2009),** “Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de Turbinas a Gás Utilizando CFD”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 244 p.

**SHIN, H., KIM, D., AHN, H., CHOI, S., MYOUNG, G. (2012),** “Investigation of the Flow Pattern in a Complex Inlet Duct of a Heat Recovery Steam Generator”.

**TENBUSCH, A.F., (2003),** “CFD Modeling of Cogeneration Burner Applications and the Significance of Radiative Heat Transfer Effects”.