

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM TUBO RADIANTE TIPO DUPLO-P COM  
RECIRCULAÇÃO INTERNA DE GASES DE COMBUSTÃO

por

Lucas Rossato

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2015



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM TUBO RADIANTE TIPO DUPLO-P COM  
RECIRCULAÇÃO INTERNA DE GASES DE COMBUSTÃO

por

Lucas Rossato

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Eng. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Eng. Francis Henrique Ramos França

Comissão de Avaliação:

Prof.<sup>a</sup> Dra. Eng. Letícia Jenisch Rodrigues

Prof. Dr. Eng. Fernando Marcelo Pereira

Prof.<sup>a</sup> Dra. Eng. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 12, Junho de 2015.

*Dedico este Trabalho de Conclusão de Curso aos meus pais, Amauri Paloti Rossato e Ivanice Benetti, ao meu irmão, Diogo Rossato, e ao meu amigo, Jair Vieira Fagundes.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, professor Francis Henrique Ramos França, pela atenção, pela dedicação, pelos conselhos, pelas palavras de orientação, por sempre acreditar que eu poderia fazer mais e melhor, pelo tempo empregado durante a realização deste Trabalho de Conclusão de Curso.

Agradeço aos meus pais, que sempre demonstraram muito esforço e dedicação em minha educação, dando todo o suporte necessário para que eu pudesse sempre estudar, fatores que foram decisivos nesta conquista. Agradeço pelo entendimento das minhas escolhas e pelo apoio dado a elas.

Agradeço ao meu amigo, Jair, por ter entrado na nossa família em uma época muito importante, dando todo suporte necessário para o meu desenvolvimento.

Agradeço ao meu irmão, por ser meu melhor amigo.

Agradeço aos meus colegas de curso pela amizade desenvolvida durante a faculdade e levada para a vida, o que permitiu que essa trajetória fosse muito mais divertida.

Agradeço a todos do GESTE que fizeram parte do meu trabalho de Iniciação Científica e, de alguma forma, contribuíram na realização deste trabalho.

Agradeço ao Governo Brasileiro pela oportunidade que tive de estudar na *University of Alberta*, no Canadá, experiência incrível em todos os sentidos, com crescimento pessoal imensurável.

Agradeço às pessoas maravilhosas que conheci durante o período de intercâmbio, Canadenses, Brasileiros, e de várias outras nacionalidades.

Agradeço de formais mais geral a todos que contribuíram direta ou diretamente na minha formação de Engenheiro Mecânico.

ROSSATO, L.; **Projeto e Simulação Numérica de um Tubo Radiante Tipo Duplo-P com Recirculação Interna de Gases de Combustão**. 2015. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## RESUMO

Tubos radiantes são amplamente utilizados em fornos de tratamento térmico e em outras aplicações. Em operação, normalmente utilizam gás natural como combustível para gerar gases em altas temperaturas, que, por sua vez, aquecem as paredes do tubo, emitindo radiação térmica na direção dos produtos de tratamento. O tubo radiante do tipo duplo-P possui uma seção maior de entrada de gás natural e de ar, onde ocorre a formação da chama, e duas seções menores de retorno, para os gases de combustão. Este tipo específico de tubo possui uma zona de recirculação de gases, que permite que uma parcela dos gases provenientes da combustão, retorne à seção de entrada, se juntando aos gases que estão sendo injetados. Este tubo foi projetado utilizando o *software Pro/Engineer* e sua operação foi simulada numericamente utilizando o *software ANSYS – Fluent*. Para a modelagem da turbulência se fez uso do modelo  $k-\epsilon$ , para reações químicas se utilizou o modelo *Eddy Dissipation* e para a radiação térmica foi utilizado o modelo *Discrete Transfer*. Quatro propostas de queimadores foram projetadas e analisadas, sendo que a configuração com seis tubos de injeção de ar apresentou melhor desempenho em termos de distribuição de temperaturas que as demais. Resultados satisfatórios foram encontrados, em termos de campo de temperaturas, padrão de escoamento e frações mássicas para a simulação do tubo, atingindo critério de convergência absoluto de  $1E-04$ . Observou-se que este tubo possui melhor distribuição do campo de escoamento, mais especificamente na zona de recirculação, quando a velocidade de injeção de gases é superior a 100 m/s, ocorrendo melhor formação da chama e conseqüente melhor queima de combustível. Ao acoplar o modelo de radiação térmica, não se observou uma atenuação geral no campo de temperaturas, como era esperado.

**PALAVRAS-CHAVE:** tubo radiante, recirculação de gases, simulação numérica, combustão.

ROSSATO, L.; **Design and Numerical Simulation of a Radiant Tube Double-P Type with Internal Recirculation of Gases**. 2015. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **ABSTRACT**

Radiant tubes are widely used in heat treatment furnaces and in other applications. In operation, they are usually fueled with natural gas to generate high-temperature fumes, which heat up the tube walls thus emitting thermal radiation towards the load. The double-P radiant tube type has a larger section for the injection of fuel and air, where the combustions takes place, and two smaller returning sections for the flue gases. This specific type of tube has a recirculation zone that allows some part of the flue gas to return to the main flow, where it mixes up with the injection gases. In this work, the author modeled the double-P radiant tube using the Pro/Engineer software and simulated the operation using the ANSYS – Fluent software. The k- $\epsilon$  turbulence model was used to compute the turbulence, and the Eddy Dissipation model was adopted to model the combustion. In addition, the thermal radiation was modeled by Discrete Transfer. Four distinct proposals of burners were analyzed, and the results indicated that the air injection through six tubes was the most effective in terms of temperature distribution. Moreover, satisfactory results were obtained concerning the flow pattern, the temperature distribution, and the species mass fraction, meeting absolute convergence criteria of 1E-04. Furthermore, the tube has a better flow distribution, in particular in the recirculation zone when the velocity of the injection gases is higher than 100 m/s, improving the fuel burning and flame formation. Contrary to theoretical expectations, one could not observe a general attenuation in the temperature field when the thermal radiation model was activated.

**KEYWORDS:** radiant tube, gas recirculation, numerical simulation, combustion.

ÍNDICE	Pág.
1 INTRODUÇÃO .....	1
2 OBJETIVOS .....	1
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	2
4.1 Método Numérico .....	2
4.2 Equação da Energia .....	3
4.3 Modelo de Turbulência .....	3
4.3.1 Modelo $k-\epsilon$ .....	4
4.4 Modelos de Reação Química .....	5
4.4.1 Modelo <i>Eddy-Dissipation</i> .....	5
4.4.2 Modelo <i>Finite-Rate/Eddy-Dissipation</i> .....	6
4.4.3 Modelo de Emissão de NOx .....	6
4.5 Modelo de Radiação Térmica .....	7
5 MODELAGEM .....	7
5.1 Geometria do Tubo Radiante .....	7
5.2 Geometria do Sistema de Injeção .....	8
5.3 Discretização do Domínio e Solução Numérica .....	9
5.4 Condições de Contorno .....	10
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	10
6.1 Sistema de Injeção .....	10
6.2 Tubo Radiante com Queimador de Oito Tubos .....	11
6.3 Tubo Radiante com Queimador de Seis Tubos .....	12
7 CONCLUSÕES .....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
APÊNDICE A – Desenho técnico de conjunto. ....	16
APÊNDICE B – Desenho técnico do tubo radiante, domínio fluido. ....	17
APÊNDICE C – Desenho técnico do tubo de injeção de ar, domínio sólido. ....	18
APÊNDICE D – Desenho técnico do tubo de injeção de combustível, domínio sólido. ....	19
APÊNDICE E – Desenho técnico do tubo de injeção de ar, domínio fluido. ....	20
APÊNDICE F – Desenho técnico do tubo de injeção de combustível, domínio fluido. ....	21

## 1 INTRODUÇÃO

Fornos de tratamento térmico são amplamente utilizados pela indústria de transformação, sendo empregado para alterar as propriedades físicas e químicas de diversos materiais. Métodos indiretos utilizam a alta temperatura da superfície de determinados componentes para aquecer os produtos de tratamento através da radiação térmica, dessa forma, não poluindo a atmosfera do forno.

Tubos radiantes são comumente utilizados para aquecimento de forma indireta. Destacam-se aqui os tubos do tipo *single-ended* (terminação-única). Este tipo de tubo possui geometria que permite a recirculação interna de gases de combustão associado ao sistema de recuperação de energia, que utiliza as altas temperaturas dos gases de saída para aquecer os gases de entrada do sistema.

Uma forma de tratar problemas de engenharia é através de simulações numéricas, reduzindo custo com bancadas experimentais e viabilizando o teste de diferentes modelos. Utilizando uma visão de projeto, a simulação numérica é tida como ferramenta para verificação de conceitos, dando continuidade ou, até mesmo, os descartando. Com o crescente poder de processamento de computadores convencionais, dispensa-se a necessidade de supercomputadores para a realização das simulações, difundindo cada vez mais essa abordagem no meio industrial. Desta forma, os *softwares* comerciais evoluíram para atender diversos fenômenos, não havendo exigência de se ter programas específicos para abordar cada tipo de problema.

O presente trabalho propõe projetar e estudar um tubo radiante duplo-P com combustão de gás natural e recirculação interna de gases, utilizando o código comercial *ANSYS – Fluent*. Este tipo de estudo apresenta o acoplamento de diversos fenômenos físicos, tais como turbulência, reações químicas e transferência de calor. O código comercial utilizado faz uso de modelos matemáticos para representar os fenômenos físicos envolvidos. A seleção desses modelos deve ser criteriosa, pois afetará diretamente a solução do problema. Este estudo se deterá na análise numérica do problema, pois não há, até o momento, documentos que reportem construção de bancada e experimentos com esse tipo de tubo radiante. Será dada ênfase no estudo realizado como sendo etapa de projeto, podendo validar ou invalidar diversas configurações propostos durante seu desenvolvimento.

## 2 OBJETIVOS

Este trabalho foi proposto com o objetivo de se projetar e simular numericamente um tubo radiante tipo duplo-P em operação, que é frequentemente utilizado em fornos de tratamento térmico. Condições de contorno adequadas com seu funcionamento serão utilizadas, assim como modelos numéricos de turbulência, reações químicas e radiação térmica, para que se possam representar os fenômenos físicos presentes neste caso. Posteriormente será feita uma avaliação geométrica do queimador utilizado, sendo propostas quatro configurações distintas, que serão avaliadas para definir a mais adequada para o tubo estudado. Por fim, o tubo será simulado e os conceitos teóricos encontrados sobre seu desempenho serão verificados, com uma avaliação geral sobre seu comportamento em operação, em termos de campos de temperaturas, padrão de escoamentos, frações mássicas de espécies químicas, entre outros parâmetros que serão definidos no decorrer do trabalho.

## 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diferentes câmaras de combustão já foram estudadas em diversos artigos científicos. Por exemplo, Garréton e Simonin, 1994, apresentam resultados experimentais de temperatura e concentração de espécies químicas para uma câmara de combustão cilíndrica simples, utilizada em diversos processos industriais. Esta se tornou um caso padrão para simulações, devido às medições experimentais dos campos de temperatura e de concentrações das espécies químicas, sendo utilizado para verificação de diversas pesquisas de simulação.

Da Silva, 2005, estudou essa mesma câmara, comparando modelos de reações químicas de uma e duas etapas, com foco na influência da radiação térmica, na transferência de calor e no processo de combustão. O modelo de turbulência  $k-\epsilon$  foi utilizado, assim como o modelo espectral de radiação térmica com base na soma-ponderada-dos-gases-cinza, utilizando coeficientes de Smith *et al.*, 1992.

Seguindo na mesma linha, Ruschel, 2012, realizou o estudo numérico da mesma câmara, porém, utilizando novos coeficientes para a soma-ponderada-dos-gases-cinza, encontrados por Dorigon, 2011, trazendo os resultados simulados mais próximos dos resultados experimentais.

Tsioumanis *et al.*, 2007, simulou numericamente o campo de velocidades de um tubo radiante tipo I, validando os resultados com testes experimentais realizados em laboratório. O objetivo desse estudo veio da necessidade de se melhorar tanto a vida útil do tubo utilizado quanto seu desempenho. Resultados satisfatórios foram encontrados com o modelo de turbulência  $k-\epsilon$ . Algumas modificações foram propostas e analisadas, como o acréscimo de perfis modificadores de vazão de gases de entrada, assim como o teste de diferentes tipos de *swirls* (rotação) nos gases de entrada.

Tsioumanis *et al.*, 2011, realizou outro estudo, acoplando a combustão ao trabalho anterior, validando os resultados com testes experimentais realizados em laboratório. O objetivo desse estudo veio da necessidade de se aprimorar o desempenho dos queimadores utilizados no tubo radiante. Resultados satisfatórios foram encontrados com o modelo de reações químicas, *Eddy Dissipation*, com limitação de pico de temperatura, e com o modelo de radiação térmica, *Discrete Transfer*. Os autores também realizaram estudos com outros modelos de reações químicas e radiação térmica, porém, com resultados inferiores em diversos aspectos. Resultados de emissão de gases do tipo NO<sub>x</sub> foram comparados e apresentaram concordância de 7%.

Ahanj *et al.*, 2012, realizou estudo experimental e computacional sobre a combustão e radiação térmica de um tubo radiante tipo-U. A temperatura ao longo do tubo foi medida e apresentou concordância com os resultados experimentais obtidos. O efeito do aquecimento do ar de entrada foi estudado, a fim de avaliar a eficiência do sistema.

O tubo em estudo nesta monografia de conclusão de curso possui características muito peculiares. Segundo *Industrial Burners Handbook*, 2003, tubos radiantes que possuem sistema de recirculação de gases, apresentam grande diluição no processo de combustão, o que leva à temperatura de chama mais amena e à diminuição de pontos isolados com altas temperaturas. A alta taxa de recirculação de gases conduz a um campo de temperaturas mais uniforme, com conseqüente uniformidade de temperatura nas paredes do tubo. Com as vantagens descritas acima, é possível afirmar que há considerável redução na emissão de gases do tipo NO<sub>x</sub>, pois este tem sua formação reduzida quando se tem temperaturas de chama menos elevadas.

## 4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentado o detalhamento sobre o método numérico utilizado, abordando a modelagem numérica que representa os fenômenos físicos envolvidos.

### 4.1 Método Numérico

A metodologia utilizada será essencialmente numérica, pois não foram encontrados dados experimentais específicos para realizar comparações. O *software* utilizado será o ANSYS – *Fluent* v 15.0, disponibilizado pelo Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos (GESTE), assim como o Centro Nacional de Supercomputação (CESUP), ambos integrantes da UFRGS. Esse código resolve problemas de engenharia a partir do método de volumes finitos, que se baseia na discretização do domínio global em pequenos volumes de controle. Dessa forma, as equações diferenciais governantes são substituídas por equações algébricas que são resolvidas em cada pequeno volume de forma iterativa. Para melhor entendimento do

método descrito, recomenda-se a leitura de *Patankar*, 1980. Detalhes sobre o código utilizado são apresentados no manual do *software* [*ANSYS Fluent Theory Guide*, 2013].

O tubo radiante proposto para ser estudado apresenta uma série de fenômenos físicos envolvidos: turbulência, devido às características do escoamento interno, reações químicas, por haver combustão de gás natural, transferência de calor por difusão, convecção e radiação térmica. O *software* utilizado faz uso das equações de Navier-Stokes para representar o escoamento. Além disso, modelos matemáticos para cada fenômeno envolvido são acrescentados a essas equações, havendo dessa forma um forte acoplamento de equações que são resolvidas juntamente, objetivando a convergência da solução numérica.

É necessária uma seleção criteriosa de que modelos utilizar para que se obtenham resultados coerentes com a realidade. Neste capítulo são apresentados os modelos adotados na obtenção da solução assim como um detalhamento do seu funcionamento e explicitação de razões para a escolha dos mesmos. Para maior detalhamento de cada modelo, recomenda-se a leitura do manual do *software* [*ANSYS Fluent Theory Guide*, 2013].

## 4.2 Equação da Energia

O *software ANSYS – Fluent* permite que regiões com domínio sólido e fluido troquem calor entre si, através da condução térmica, em regiões sólidas, e através da convecção térmica em regiões fluidas. Para tanto é necessário ativar e definir os modelos físicos envolvidos, assim como condições de contorno adequadas e propriedades dos materiais utilizados. A equação da energia resolvida pode ser visualizada a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\bar{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left( k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \bar{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \bar{v}) \right) + S_h \quad (4.1)$$

na qual,  $k_{eff}$  é a condutividade efetiva,  $\bar{J}_j$  é o fluxo difusivo das espécies  $j$ . Os três primeiros termos no lado direito da equação representam a transferência de energia devido a condução, difusão das espécies, e dissipação viscosa, respectivamente.

Para problemas que envolvem reações químicas, uma fonte de energia,  $S_h$ , é introduzida a equação, como pode ser visto na equação a seguir:

$$S_{h,rxn} = - \sum_j \frac{h_j^0}{M_j} R_j \quad (4.2)$$

na qual,  $h_j^0$  é a entalpia de formação das espécies  $j$ , and  $R_j$  é a taxa volumétrica de criação das espécies  $j$ .

## 4.3 Modelo de Turbulência

Turbulência é caracterizada pelo movimento tridimensional, instável, observado em fluidos que possuem moderados e altos número de Reynolds. Este fenômeno ocorre quando as forças inerciais se tornam mais significativas que as forças viscosas. Diversas grandezas matemáticas calculadas são influenciadas pela turbulência, como taxa de transferência de calor, variações de pressão, forças aerodinâmicas em corpos, entre outras.

As equações de Navier-Stokes são capazes de descrever este fenômeno, contudo, na maioria dos problemas estudados, é inviável encontrar uma solução contemplando todas as escalas envolvidas no tempo e espaço por meio de Simulação Numérica Direta (*DNS*).

Por esta razão, métodos que utilizam médias do espectro turbulento tem que ser utilizados para viabilizar a simulação numérica dos problemas. *Reynolds-averaging* é a técnica

mais utilizada para simulação da turbulência. Esta técnica utiliza médias temporais na solução, dessa forma, todas as estruturas turbulentas são eliminadas do escoamento e uma variação suavizada, partindo da velocidade média e campos de pressão, é obtida. Por outro lado, essa técnica adiciona termos desconhecidos dentro da equação de transporte (tensões e fluxos de Reynolds), que por sua vez, necessitam de novas equações para serem resolvidos. Assim, surgem os modelos de turbulência, que envolvem novas relações introduzidas ao sistema para resolver as incógnitas que foram adicionadas.

A qualidade da simulação depende muito do modelo escolhido para representar as flutuações no escoamento. Não existe um único modelo universalmente aceito como sendo o melhor para todas as classes de problemas estudados. A escolha do modelo mais adequado depende de uma série de considerações, como a física do escoamento, o nível de precisão necessário, recurso computacional disponível, tempo de simulação disponível etc.

#### 4.3.1 Modelo $k-\varepsilon$

Modelos de duas equações são historicamente os mais utilizados na modelagem da turbulência, tanto na indústria como no meio acadêmico. O modelo  $k-\varepsilon$  faz parte desse grupo e é o que se destaca dentre as aplicações de engenharia. Este modelo resolve as duas equações de transporte introduzidas ao sistema e modela as tensões de Reynolds usando a aproximação da viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ . A viscosidade turbulenta, neste caso, é computada combinando dois parâmetros, a conservação da energia cinética turbulenta,  $k$ , e sua dissipação,  $\varepsilon$ , primeiramente proposto por [Launder e Spalding, 1974]. Dessa forma tem-se:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.3)$$

Os parâmetros descritos acima são obtidos a partir da solução das seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.5)$$

na qual,  $G_k$  representa a geração da energia cinética turbulenta devido à média dos gradientes de velocidade.  $G_b$  é a geração da energia cinética turbulenta devido ao empuxo.  $Y_M$  representa a contribuição da dilatação flutuante na turbulência compressível para a taxa de dissipação média. As constantes  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_{3\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são definidas pelo *software*, e foram obtidas com base em experimentos realizados com escoamentos turbulentos fundamentais. Seus valores são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Constantes utilizadas pelo modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ .

Constante	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
Valor	1,44	1,92	0,09	1,0	1,3

A pequena sensibilidade a gradientes adversos de pressão e separação da camada limite são algumas das desvantagens desse modelo, que normalmente prevê uma separação da camada limite defasada e reduzida em relação às observações. Seu uso não é indicado em casos onde há escoamentos rotacionais (*swirls*). Nessas condições, as simplificações feitas por

esse modelo não são válidas. Entretanto, o modelo costuma apresentar um bom ponto de equilíbrio entre custo computacional e precisão nos resultados.

#### 4.4 Modelos de Reação Química

O *software* utilizado consegue modelar a mistura e transporte de espécies químicas resolvendo as equações de conservação de massa, descrevendo convecção, difusão e reação para cada componente químico. Reações simultâneas múltiplas podem ser modeladas, utilizando as reações volumétricas. Diversos modelos são fornecidos, porém, o trabalho será focado em utilizar o modelo *Eddy Dissipation* e uma combinação entre *Eddy Dissipation* e *Finite Rate Model*.

Considerando o transporte das espécies químicas, o *software ANSYS* faz uso da equação de conservação difusiva-convectiva para predição das frações mássicas locais,  $Y_i$ . A equação é apresentada a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} Y_i) = -\nabla \cdot \bar{J}_i + R_i \quad (4.6)$$

na qual,  $R_i$  é a taxa líquida de produção das espécies e  $J_i$  é o fluxo difusivo das espécies.

O código possui valores padrão para os parâmetros da cinética química. O nitrogênio é considerado inerte, logo, não participa das reações. A reação de duas etapas utilizada é mostrada a seguir:



##### 4.4.1 Modelo *Eddy-Dissipation*

Este modelo computa somente a taxa de mistura, e considera que as reações químicas são controladas pela turbulência. Dessa forma, um baixo custo computacional é exigido para encontrar a solução. Para se obter resultados realísticos é aconselhado o uso de reações químicas que possuam, no máximo, duas etapas. Este modelo foi primeiramente proposto por [Magnussen e Hjertager, 1980]. A taxa líquida de produção das espécies  $i$  devido a reação  $R_{i,r}$ , é estabelecido pelo menor valor, ou seja, o valor limitante das duas expressões abaixo:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left( \frac{Y_R}{v_{R,r} M_{w,R}} \right) \quad (4.8)$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_p Y_p}{\sum_j v'_{j,r} M_{w,j}} \quad (4.9)$$

na qual,  $Y_p$  é a fração mássica dos produtos  $P$ ,  $Y_R$  é a fração mássica dos reagentes  $R$ ,  $A$  e  $B$  são constantes empíricas com valores de 4,0 e 5,0, respectivamente.

Nas equações mostradas acima, as reações são governadas pela escala de tempo associada à misturação de grandes correntes,  $k/\varepsilon$ , ou seja, a combustão ocorre sempre que a turbulência está presente ( $k/\varepsilon > 0$ ). Outro aspecto é que não há necessidade de uma fonte de ignição para a combustão.

#### 4.4.2 Modelo *Finite-Rate/Eddy-Dissipation*

O modelo *eddy-dissipation* assume que as reações são rápidas e que o sistema é limitado puramente pela mistura. Quando isso não é verdadeiro usa-se a associação com o modelo *Finite-Rate*. Este modelo computa tanto a taxa de *Arrhenius* como a taxa de mistura, e escolhe a menor entre as duas para o cálculo das reações químicas. A equação para a taxa molar de criação e destruição das espécies químicas de *Arrhenius*,  $R_{i,r}$ , é apresentada a seguir:

$$R_{i,r} = \Gamma (v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left( k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta'_{j,r} + \eta''_{j,r}} \right) \eta'_{j,r} \eta''_{j,r} \quad (4.10)$$

na qual,  $C_{j,r}$  é a concentração molar das espécies,  $\eta'_{j,r}$  é o expoente dos reagentes e  $\eta''_{j,r}$  é o expoente dos produtos. O coeficiente  $k_{f,r}$  é a constante calculada para a taxa de reação direta, definida pela equação de *Arrhenius*, que é apresentada a seguir:

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/RT} \quad (4.11)$$

na qual,  $A_r$  é o fator pré-exponencial,  $\beta_r$  é o expoente da temperatura,  $E_r$  é a energia de ativação para a reação e  $R$  é a constante universal dos gases. Os valores utilizados para as constantes mostradas acima são os padrões encontrados no *software ANSYS*.

#### 4.4.3 Modelo de Emissão de NOx

Emissões de NOx são constituídas principalmente de óxido nítrico (NO), dióxido de nitrogênio (NO<sub>2</sub>) em menor quantidade e óxido nitroso (N<sub>2</sub>O). Eles contribuem para a presença de chuva ácida em grandes centros urbanos e causam a degradação da camada de ozônio.

O *software* utilizado fornece um modelo capaz de prever a formação e consumo de NOx, conhecido como mecanismo de *Zeldovich*, que utiliza as equações de transporte para a concentração do óxido nítrico (NO). As equações de transporte são resolvidas com base em um campo de escoamento já existente, assim como a solução da combustão já finalizada. Sendo assim, a predição de NOx é pós-processada com base em uma solução já encontrada.

A equação governante da formação de espécies do tipo NOx utiliza diversas constantes que representam a taxa de formação desses óxidos. Inúmeros experimentos foram realizados para medir e validar as constantes encontradas, sendo inicialmente formuladas por [Hanson e Salimian, 1984]. A equação da taxa de formação pode ser vista a seguir:

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & k_{f,1} [O][N_2] + k_{f,2} [N][O_2] + k_{f,3} [N][OH] \\ & - k_{r,1} [NO][N] - k_{r,2} [NO][O] - k_{r,3} [NO][H] \end{aligned} \quad (4.12)$$

As constantes  $k_{f,x}$  possuem coeficiente exponencial negativo, com a variável temperatura presente no expoente. Como pode ser visto, para calcular as concentrações de NO e N, as concentrações de O, H e OH são necessárias. As constantes presentes na equação acima podem ser encontradas no manual do *software [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013]*.

#### 4.5 Modelo de Radiação Térmica

A radiação térmica possui duas características que torna complexa sua descrição, a sua natureza espectral e sua natureza direcional, como apresentado em [Incropera *et al.*, 2011]. Desta forma, um modelo para cada característica é necessário para representar esse fenômeno físico.

Para a natureza direcional da radiação térmica, o modelo escolhido foi o *Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)*, por ser relativamente simples e permitir seu uso em meios participantes. Sua principal premissa de funcionamento é que a radiação que deixa determinado elemento em certa faixa de ângulos sólidos pode ser aproximada por um único raio. A equação que descreve essa aproximação pode ser vista a seguir:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi} \quad (4.13)$$

na qual,  $a$  é o coeficiente de absorção do gás,  $I$  a intensidade,  $T$  é a temperatura local do gás e  $\sigma$ , a constante de Stefan-Boltzmann, que é igual a  $5.669 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$ .

Para a natureza espectral, é utilizado o modelo de gás cinza, é um modelamento simples, que adiciona uma constante para o coeficiente de absorção, porém, por se tratar de uma análise qualitativa, a sua utilização é válida. O coeficiente de absorção utilizado foi de  $0,1 \text{ m}^{-1}$ .

### 5 MODELAGEM

Neste capítulo, o problema será descrito, com suas peculiaridades geométricas, discretização do domínio e condições de contorno.

#### 5.1 Geometria do Tubo Radiante

O tubo radiante utilizado nas simulações é do tipo duplo-P, sendo caracterizado pela recirculação de gases de combustão. O tubo, projetado pelo autor deste trabalho, possui formato cilíndrico predominante, com uma seção principal, onde o ar e o gás natural são injetados, e duas seções menores, onde os gases de queima retornam em direção à seção de exaustão. A geometria foi construída utilizando o *software Pro/ENGINEER* e pode ser vista na Figura 5.1. Setas indicativas de direção do escoamento foram adicionadas para facilitar o entendimento do conceito abordado.

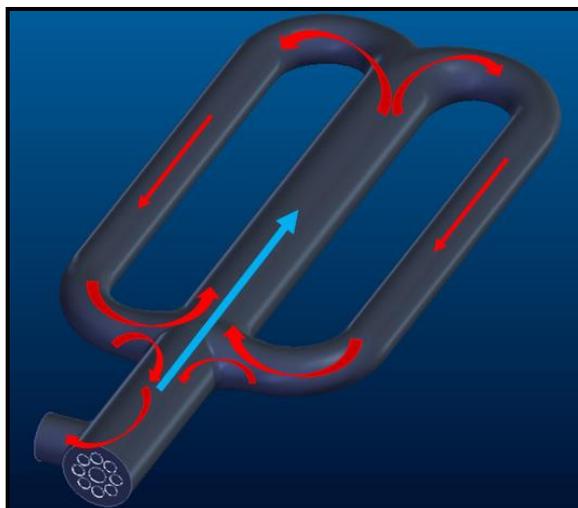


Figura 5.1 – Tubo radiante duplo-P.

A seção principal possui diâmetro de 30 cm e comprimento de 2 m; as seções secundárias de retorno possuem diâmetros de 20 cm e comprimento de 2 m. O comprimento total do tubo é de 3,1 m.

Para melhor entendimento do sistema de injeção, um detalhamento da região de entrada é apresentado na Figura 5.2. Nessa região, existe o acoplamento entre os domínios sólido e fluido do sistema, que permite troca de calor entre os tubos do queimador e os gases de combustão. A figura é somente demonstrativa, sendo o sistema de injeção descrito e explicado na próxima seção.



Figura 5.2 – Detalhamento dos domínios sólido e fluido.

Para o acoplamento entre os domínios computacionais distintos, é necessário criar camadas de conexão para uni-los, para que, assim, a transferência de calor entre a região sólida e fluida possa acontecer. Dois materiais diferentes foram testados: aço comum e alumínio, que possuem condutividade térmica de 16,27 W/(mK) e 202,4 W/(mK), respectivamente.

A geometria utilizada nas simulações finais pode ser vista em detalhe nos apêndices, de A a F, onde são apresentados os desenhos técnicos com informações e dimensões de projeto.

## 5.2 Geometria do Sistema de Injeção

O sistema de injeção é comumente conhecido como queimador. Ele é composto por um tubo central, responsável pela injeção de combustível, neste caso, gás natural, e tubos externos que são responsáveis pela injeção de ar. A quantidade de tubos de injeção de ar varia conforme o fabricante do tubo, de acordo com pesquisas realizadas. Assim, apontou-se a necessidade de realizar um estudo prévio da quantidade de queimadores que deveriam ser utilizados no presente trabalho.

Quatro propostas de queimadores foram elaboradas e testadas. A velocidade de injeção dos gases foi mantida a mesma em todos os casos, para servir como parâmetro de comparação. A Figura 5.3 apresenta as propostas estudadas. A temperatura média e o desvio padrão foram avaliados em determinadas seções do tubo radiante, logo após o ponto de injeção de gás natural e ar, visando escolher a disposição que melhor se adapte ao tubo estudado. Objetiva-se escolher a configuração que mostrar menores diferenças de temperaturas dentro de uma mesma seção, o que vai ao encontro de um dos objetivos deste trabalho, ou seja, projetar um tubo que possua boa distribuição interna de temperaturas.

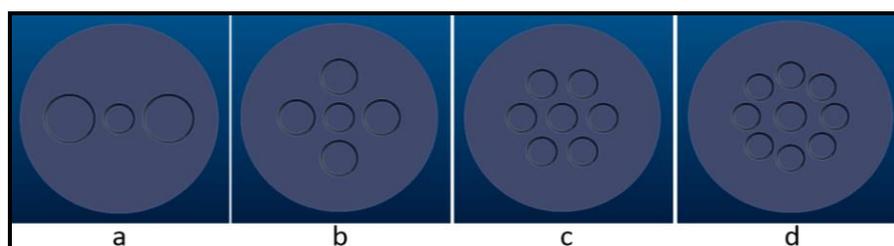


Figura 5.3 – Configurações de queimadores: (a) – dois tubos de injeção de ar; (b) quatro tubos de injeção de ar; (c) seis tubos de injeção de ar; (d) oito tubos de injeção de ar.

Simplificações geométricas foram adotadas para que se tornasse viável a simulação das quatro propostas. Foi considerada somente a seção principal do tubo, onde a combustão se inicia. Somente a seção de entrada de gás natural e ar foram consideradas, os tubos de injeção foram removidos para que se poupasse esforço computacional. As condições de contorno utilizadas nesta análise são as mesmas utilizadas no tubo completo. Modelo de radiação térmica não foi ativado, por ser muito custoso computacionalmente. A malha utilizada sofreu refinamento suficiente para que o erro devido ao seu uso fosse minimizado, conforme estudo apresentado na próxima seção.

### 5.3 Discretização do Domínio e Solução Numérica

A geração da malha foi realizada utilizando o *software Meshing – Fluent*. Esta possui, em sua grande maioria, volumes do tipo tetraédrico, devido à complexidade da geometria do tubo. Houve muita dificuldade de se utilizar volumes do tipo hexaédrico, que seriam mais adequados para simular este padrão de escoamento, portanto, o uso deste volume foi descartado. Nas paredes do tubo, assim como no entorno dos canais de injeção, podem ser vistos volumes dispostos em camadas que servem para captar o desenvolvimento da camada limite, assim como melhorar a discretização das superfícies cilíndricas. Estes detalhes podem ser vistos na Figura 5.4.

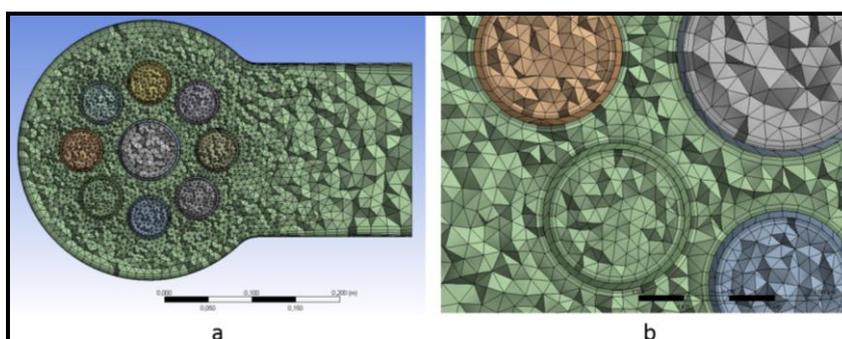


Figura 5.4 – Malha utilizada: (a) Vista em corte da região de saída com tubos de entrada de ar e combustível; (b) Detalhamento dos elementos utilizados.

A malha utilizada para as simulações possui 1.206.296 volumes finitos. Chegou-se a esse número realizando o teste de independência de malha. O teste foi realizado com quatro malhas distintas, sendo que o mesmo caso foi simulado para cada malha. Seções de 0,1 m em 0,1 m foram plotadas a partir do ponto de injeção dos reagentes. O parâmetro utilizado foi a temperatura média em cada seção. A metodologia utilizada se deve ao fato da geometria possuir muitas superfícies curvas, dificultando a inserção de retas e curvas no seu interior para retirar valores pontuais da solução. A Figura 5.5 mostra o estudo realizado.

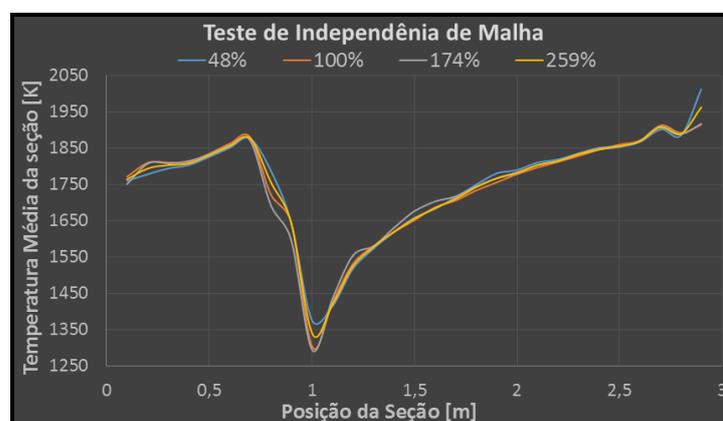


Figura 5.5 – Teste de independência de malha.

Os valores percentuais que podem ser vistos na figura acima demonstram a variação percentual das malhas analisadas em relação a malha que, posteriormente, foi utilizada nas simulações. Pode-se observar que não há variação significativa nos resultados mensurados. Assim, foi escolhida uma malha menos volumosa para redução do tempo computacional. Todos os resultados apresentados atingiram convergência absoluta de, pelo menos,  $1E-04$ , com pequenas variações deste valor, dependendo dos modelos e malha utilizados.

#### 5.4 Condições de Contorno

As condições de contorno para a combustão foram adaptadas das utilizadas no estudo experimental por Garreton e Simonin, 1994. Assim, será possível fazer comparações de resultados para validação do presente trabalho em termos de temperatura de chama, pois a razão ar/combustível é mantida a mesma. As vazões mássicas foram alteradas para que se adaptassem ao tubo radiante projetado, com taxa de geração de calor na ordem de 2 MW e eficiência de 70%. Para a entrada de ar tem-se vazão mássica de 0,91 kg/s, na temperatura de 313,15 K. Para a entrada de gás natural tem-se vazão mássica de 0,0625 kg/s, na temperatura de 323,15 K. Desta forma tem-se 5% de excesso de ar. As intensidades de turbulência consideradas na entrada foram de 6% para o ar, com comprimento turbulento de 0,04 m, e de 10% para o combustível, com comprimento turbulento de 0,03 m.

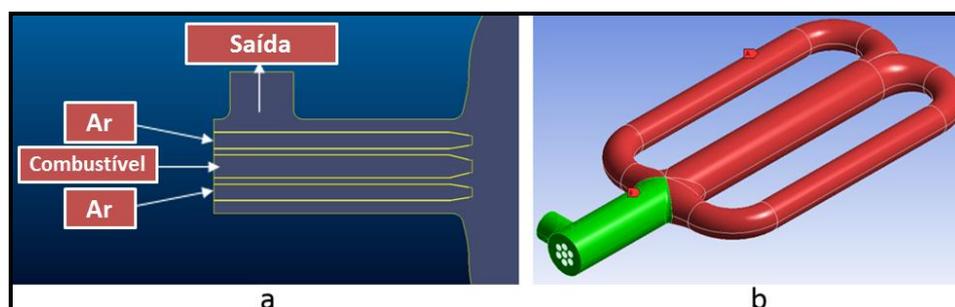


Figura 5.1 – Condições de contorno: (a) Locais de entrada e saída de gases; (b) Diferentes condições para as paredes internas e externas ao forno.

Para as paredes do tubo, houve separação entre as superfícies que estão inseridas no forno, demonstradas pela cor vermelha na Figura 5.6-a, e as superfícies que estão fora do forno, demonstradas pela cor verde na Figura 5.6-b. Internamente foi considerado condição de contorno mista, envolvendo convecção forçada e radiação térmica. Para a convecção foi utilizado temperatura de 1000 K com coeficiente convectivo de  $20 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Para a radiação foi utilizado temperatura de 1000 K com emissividade de 0,6. Externamente foi considerado condição de fluxo zero. Estas condições de contorno foram escolhidas para simular o funcionamento de um tubo radiante inserido em forno de tratamento térmico convencional, que possui atmosfera controlada.

A composição do ar é considerada como tendo 76% de nitrogênio, 23% de oxigênio e 1% de vapor de água. Gás natural foi considerado contendo 90% de metano ( $\text{CH}_4$ ) e 10% de nitrogênio.

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados para o estudo da quantidade de tubos de injeção de ar, assim como o tubo radiante completo, com o queimador já escolhido.

### 6.1 Sistema de Injeção

Foram analisadas seções da câmara partindo do ponto de injeção de ar e combustível. A partir dele, foram plotadas seções de 0,1 m em 0,1 m, até o final do tubo, procedimento

similar ao realizado anteriormente no teste de independência de malha. As imagens a seguir mostram os valores obtidos:

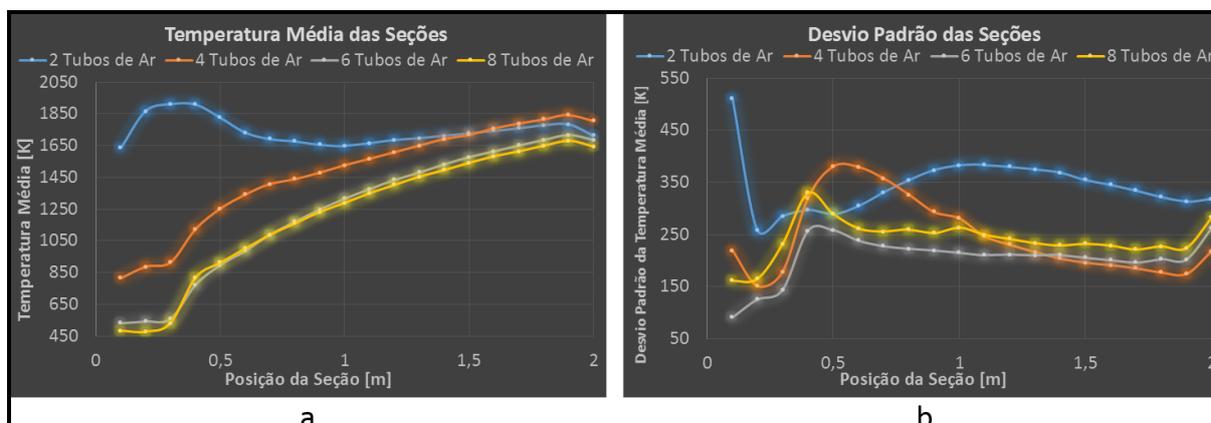


Figura 6.1 – Estudo do sistema de injeção: (a) Temperatura média das seções; (b) Desvio padrão das seções.

A disposição que contém dois tubos mostra a faixa mais constante de temperatura média, porém, apresenta o pior desempenho referente ao desvio padrão, que representa a variação existente em relação a temperatura média, logo, foi descartado do estudo. Esperava-se encontrar a melhor faixa de desvio padrão no queimador que apresenta oito tubos de injeção de ar, por, aparentemente, esta configuração ser a que distribui o ar da forma mais homogênea. Entretanto, o que pode ser observado é um desempenho inferior ao queimador com seis injetores de ar. O queimador com seis tubos apresenta melhor desempenho, em termos de desvio padrão da temperatura, até o comprimento de 1,4 m, como pode ser visto na Figura 6.1-b. Após esse ponto, o queimador com quatro tubos se torna melhor, mas de forma pouco expressiva. A Figura 6.2 mostra quatro seções retiradas da mesma posição, a 1,4 m do ponto de injeção. Picos de temperatura estão em torno de 2200 K, para todos os casos, utilizando o modelo *Eddy Dissipation* para reações químicas.

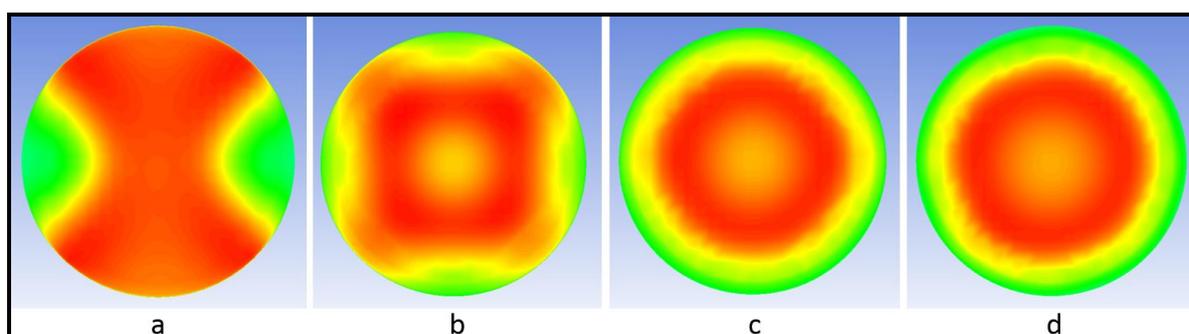


Figura 6.2 – Seções dos quatro casos estudados: (a) Dois tubos de injeção de ar; (b) Quatro tubos de injeção de ar; (c) Seis tubos de injeção de ar; (d) Oito tubos de injeção de ar.

A partir dos resultados obtidos, decidiu-se analisar o caso com oito injetores para entender melhor o motivo que faz com que esta configuração não funcione da forma esperada, com distribuição de temperaturas mais homogênea em relação aos outros casos.

## 6.2 Tubo Radiante com Queimador de Oito Tubos

Para o entendimento do fenômeno físico, diversas simulações foram conduzidas, com diferentes condições de contorno, diferentes disposições do queimador, adiantando e recuando o ponto de injeção de gases. Esta proposta não apresentou solução apropriada para boa queima de combustível, com grande desvio da frente de escoamento na região da entrada da

câmara, mesmo com a solução numérica tendo convergido. A Figura 6.3 mostra vetores na região de recirculação de gases.

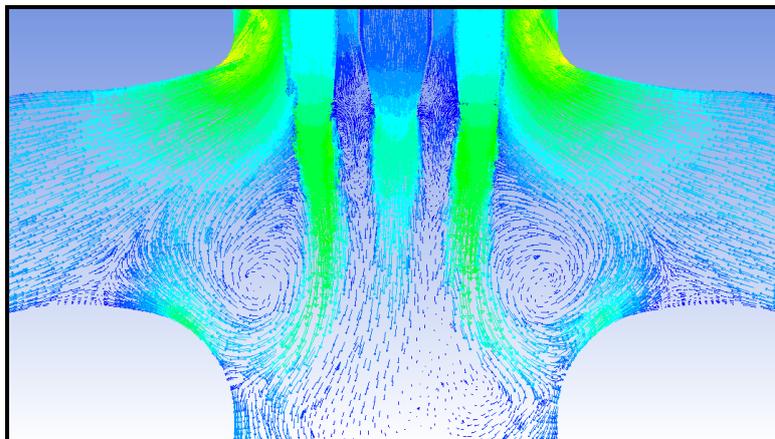


Figura 6.3 – Vetores na área de recirculação de gases.

Os vetores mostram claramente que o escoamento proveniente dos tubos de injeção sofreu forte interação com o escoamento proveniente das seções de retorno, fazendo com a vazão de ar imposta fosse desviada do caminho mais natural, que seria ir em direção à seção maior de entrada do tubo.

Acredita-se que o problema encontrado não seja devido aos modelos utilizados, pois, a configuração com seis tubos de injeção, que será vista na seção seguinte, se comportou de forma distinta. Partindo desse pressuposto, atribui-se o desvio percebido essencialmente a problemas geométricos do tubo, possivelmente gerando excesso de perda de carga devido ao grande número de tubos de injeção de ar, dessa forma, dificultando o estabelecimento do escoamento. Outra possível causa é o alinhamento dos dois tubos com as seções de retorno dos gases de combustão. Assim, tem-se excesso de interação entre as frentes de escoamento, como pode ser visto na Figura 6.3. A proposta que será vista a seguir dispensa a necessidade de se ter essa configuração, logo, apresenta melhor comportamento em termos do padrão de escoamento encontrado na zona de recirculação.

Verificado que o queimador contendo oito tubos de injeção de ar não apresenta resposta adequada, parte-se para o estudo e análise do queimador contendo seis tubos.

### 6.3 Tubo Radiante com Queimador de Seis Tubos

Como visto anteriormente na análise dos queimadores, o tubo radiante com a proposta de queimador com seis tubos de injeção de ar foi a que apresentou melhores resultados, tanto no ponto de vista do escoamento encontrado, assim como no padrão de temperatura obtido.

A primeira avaliação feita é referente ao tipo de material utilizado no domínio sólido. Para essas simulações, foram utilizados valores de entrada para ar e gás natural de 300 K, pois, os valores utilizados por Garreton e Simonin, 1994, já consideravam pré-aquecimento, e o objetivo desta análise é verificar o acréscimo de temperatura partindo da condição natural de operação. O *software* utiliza o alumínio como material sólido padrão, logo, este foi utilizado para gerar valores iniciais. A Tabela 6.1 mostra os dados obtidos dos resultados, sendo apresentados valores médios para ar e combustível.

Tabela 6.1 – Acréscimo de temperatura de entrada de gases.

Material		T entrada [K]	T média [K]	% Acréscimo
Aço	Ar	300	350,23	11,66
	Combustível	300	344,35	11,67
Alumínio	Ar	300	354,77	11,82
	Combustível	300	350,89	11,69

Como pode ser observado, há um ganho considerável de temperatura em ambos os casos, principalmente por se tratar de uma estrutura de troca de calor muito simples. A diferença percebida entre utilizar aço ou alumínio é praticamente nula. É possível verificar que existe menos ganho de temperatura para o combustível em relação ao ar, isto se deve ao fato do tubo injetor de gás natural estar circundado pelos de ar, havendo obstrução da passagem dos gases nesta região, e, conseqüentemente, diminuindo a transferência de calor. Deve-se levar em conta a temperatura de fusão dos dois materiais utilizados, pois, em determinados locais, o tubo apresenta pico de temperatura da ordem de 1000 K. Este tipo de queimador normalmente utiliza uma estrutura cerâmica para envolver os tubos de injeção, fazendo com que a temperatura não seja demasiadamente agressiva para o componente. É importante salientar que estes dados provavelmente sofreriam alteração, caso a radiação térmica provocasse uma atenuação geral das temperaturas, o que não foi observado.

Posteriormente, são avaliados o campo de temperaturas e a fração mássica de  $O_2$ . A Figura 6.4 apresenta os resultados obtidos.

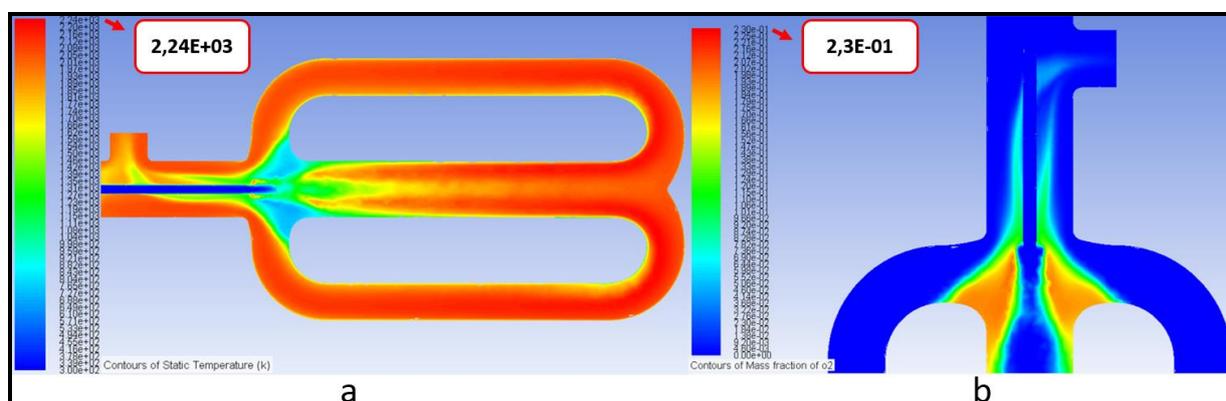


Figura 6.4 – (a) Campo de temperaturas; (b) Fração mássica de  $O_2$ .

A Figura 6.4-a mostra o campo de temperaturas obtido que apresenta boa distribuição, com a chama acontecendo logo após o ponto de injeção, característica do modelo *Eddy Dissipation*. O pico de temperatura encontrado foi cerca de 2240 K. Simulações realizadas com o modelo de radiação acoplado não apresentaram atenuação no campo de temperaturas. O modelamento para reações químicas *Finite Rate/Eddy Dissipation* apresentou atraso exagerado no início da chama, com esta acontecendo somente no final da seção de entrada de gases. Desta forma, seus resultados foram desconsiderados, pois, se assumiu como resultado mais adequado quando a chama se forma mais próxima do bocal dos tubos de injeção.

A Figura 6.4-b mostra o campo de fração mássica da espécie  $O_2$  obtido. O pico de fração mássica é de 0,23. O que pode ser visto é uma grande zona de recirculação logo após o ponto de injeção, causando o efeito contrário do que era esperado, pois os gases de saída estão arrastando os gases de entrada para fora da zona e combustão, fazendo com o que o ar que entra seja logo enviado para a região de saída. Este efeito pode ser explicado devido às baixas velocidades encontradas na região de entrada, da ordem de 65 m/s. Simulações realizadas com o bocal de injeção dos gases levemente mais restrito apresentem resultados melhores, no que se refere à distribuição de  $O_2$  dentro da câmara, porém, para ordens de velocidades superiores à utilizada, é necessário levar em conta os efeitos de compressibilidade do escoamento, e este não foi o foco do trabalho.

Os altos picos de temperaturas resultantes das simulações impactam diretamente na grande formação de gases do tipo NOx. Valores na ordem de 233 ppm foram encontrados, estes estão fora dos padrões especificações para câmaras de combustão com combustível gasoso sem contato com os gases da combustão com os produtos processados, que esta em torno de 100 ppm. Deve-se levar em conta que os resultados com a presença da radiação térmica não apresentaram diminuição das temperaturas máximas, como era esperado, desta

forma, tem-se uma super-estimativa de gases do tipo NOx. Testes realizados e demonstrados no *Industrial Combustion Testing*, 2001, apresentam valores próximos aos encontrados, variando de 167 ppm a 316 ppm, para diferentes configurações, logo, apesar de elevados, as emissões encontradas apresentam condordância com resultados apresentados na bibliografia.

Um dos benefícios de se utilizar esse tipo de tubo radiante é o de haver alta taxa de recirculação de gases de combustão, como foi examinado na revisão bibliográfica. A Figura 6.5 mostra os resultados obtidos na zona de recirculação.

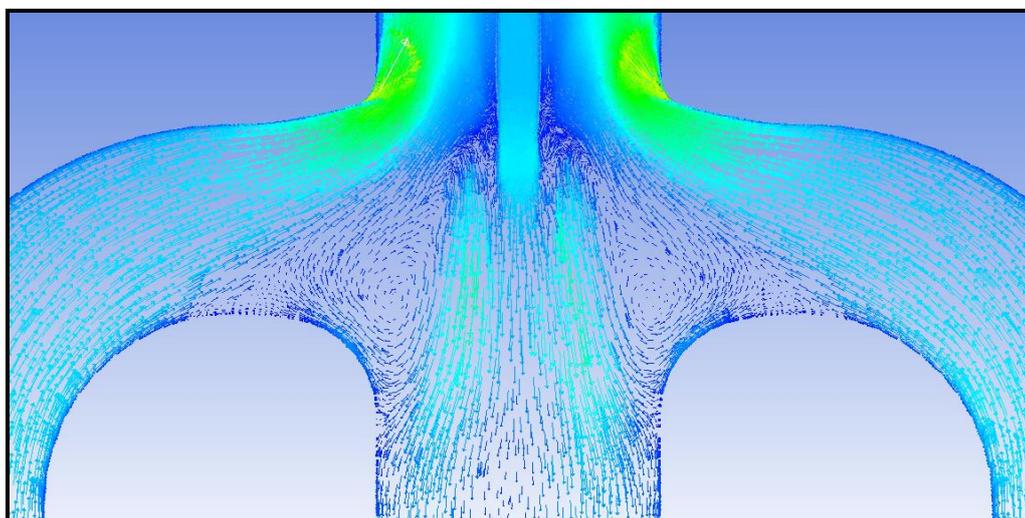


Figura 6.5 – Área de recirculação de gases.

Os vetores mostram que há mais arraste dos gases de entrada para região de saída do que o oposto, haver arraste dos gases de retorno para a seção onde ocorre a combustão. Isto enfatiza os resultados encontrados para fração mássica de  $O_2$ . Este resultado mostra que o tubo estudado não funciona da forma encontrada na bibliografia quando as velocidades dos gases são relativamente baixas, na ordem de 65 m/s.

A solução que pode ser utilizada para melhorar o desempenho do tubo em termos de recirculação de gases é a utilização de *High Speed Burners* (queimadores de alta velocidade), que possuem velocidades de operação na faixa de 122 m/s a 152 m/s. Simulações preliminares foram realizadas com velocidades de injeção de 150 m/s, e os resultados obtidos foram bastante satisfatórios, onde conseguiu se observar um efetivo arraste dos gases de saída pelos gases de entrada. Conseqüentemente, se observou um decréscimo de temperatura na ordem de 100 K, o que está de acordo com o descrito na bibliografia estudada, pois há maior diluição do combustível que está sendo injetado. Entretanto, há necessidade de se utilizar formulação adequada de escoamento compressível, pois, nesta faixa de velocidades os efeitos de compressibilidade não podem ser considerados desprezíveis.

## 7 CONCLUSÕES

O objetivo principal do estudo realizado era utilizar a simulação computacional como critério de avaliação de conceitos propostos em projetos, antes da sua construção, e este foi atingido com sucesso.

No decorrer do trabalho, observou-se a necessidade de estudar configurações diferentes de queimadores, para encontrar a que melhor se adaptasse ao tudo utilizado. Quatro propostas foram analisadas. Mostrou-se que o queimador com oito tubos de injeção de ar não era a melhor escolha para o presente caso. Apesar de possuir alta simetria, resultou em valores de desvio padrão mais elevados para a temperatura que o queimador contendo seis tubos. Este último, por sua vez, apresentou faixa bastante estável na avaliação feita, referente

a uniformidade de temperatura em cada seção analisada. Portanto, foi o escolhido para compor o conjunto completo, tubo e queimador.

A avaliação de material dos tubos se mostrou adequada, apresentando ganhos da ordem de 11% em temperatura. Porém, deve tomar cuidado com o material a ser utilizado, pois picos de temperatura de 1000 K foram encontrados na parede dos tubos.

A simulação de tubo completo mostrou alguns pontos para se ter cuidado. As velocidades presentes na injeção de gases não se mostraram favoráveis à recirculação de gases de combustão, fazendo com que o ar injetado fosse arrastado para a saída do tubo, sem sequer ser utilizado nas reações químicas. Por este motivo, a atenuação de temperatura esperada não foi encontrada. Por outro lado, o tubo apresenta distribuição uniforme de temperaturas, o que é importante para o uso em fornos de tratamento térmico. Níveis altos de emissão de gases NOx foram encontrados, por se ter campo de temperaturas com picos da ordem de 2240 K. Esse valor seria razoavelmente menor se as temperaturas máximas fossem atenuadas.

A solução com o acoplamento do modelo de radiação térmica atingiu os critérios de convergência estabelecidos. Não se observou uma atenuação geral no campo de temperaturas encontrado, que era esperado, devido à influência da radiação na transferência de calor interna ou tubo. Desta forma, é necessário melhorar o entendimento sobre sua utilização para que os resultados sejam mais coerentes. É importante salientar que a utilização ou não deste modelamento não implica em alterações no padrão de escoamentos encontrados na zona de recirculação, sendo esta bastante influenciada pela velocidade de injeção dos gases, como discutido anteriormente.

Outros caminhos que podem ser seguidos incluem a simulação do mesmo tubo com velocidades superiores de injeção de gases, utilizando a modelagem apropriada para escoamentos compressíveis. Realizar experimentos em bancadas, para que se possa obter dados para futuras comparações com os resultados encontrados. É aconselhável estudar melhor o modelamento de radiação térmica, para poder utilizá-lo de forma a conduzir a resultados adequados. Também é válido entender melhor as peculiaridades do software utilizado, que em vários casos necessita de resultados iniciais utilizando modelos mais simples para, então, gerar resultados com os modelos mais adequados em cada caso, desta forma, melhorando a convergência da solução.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ahanj, M. D., “**CFD modeling of a radiante tube heater**”, International Communications in Heat and Mass Transfer, ELSEVIER, Iran, 2012.
- ANSYS Inc., “**ANSYS Fluent Theory Guide**”, Release 15.0, 2013.
- Baukal, C. E., “**Industrial Burners Handbook**”, CRC Press, 2003.
- Baukal, C. E., “**Industrial Combustion Testing**”, CRC Press, 2010.
- Da Silva, C. V.; “**Simulação Numérica da Combustão Turbulenta de Gás Natural em Câmara Cilíndrica**”, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica UFRGS – Porto Alegre, 2005.
- EPA USA; “**Nitrogen Oxides (NOx), Why and How They Are Controlled**”, Clean Air Technology Center (MD-12), 1999.
- Garretón, D.; e Simonin, O.; “**Final Results**”, First Workshop of Aerodynamics of Steady State Combustion Chambers and Furnaces, EDF-ERCOFTAC, vol. 25, pp 29-35, 1995.
- Garretón, D.; e Simonin, O.; “**Aerodynamics of Steady State Combustion Chambers and Furnaces**”, Report Activities in ERCOFTAC, vol25, pp29-35, 1995.
- Incropera, F. P., “**Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**”, LTC, 7ª edição, 2011.
- Patankar, S.V., “**Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**”, Hemisphere, 1ª edition, 1980.
- Ruschel, C. S., “**Simulação Numérica da Combustão de Gás Natural em Câmara de Combustão Cilíndrica Utilizando Correlações do Modelo da Soma-Ponderada-de-Gases-Cinza**”, Monografia para Obtenção do Diploma de Engenheiro Mecânico, UFRGS, Brasil, 2012.
- Tsioumanis, N., “**Flow Processes in a radiant tube burner: Isothermal Flow**”, UK, 2007.
- Tsioumanis, N., “**Flow Processes in a radiant tube burner: Combustion Flow**”, Energy Conversion and Management, ELSEVIER, UK, 2011.

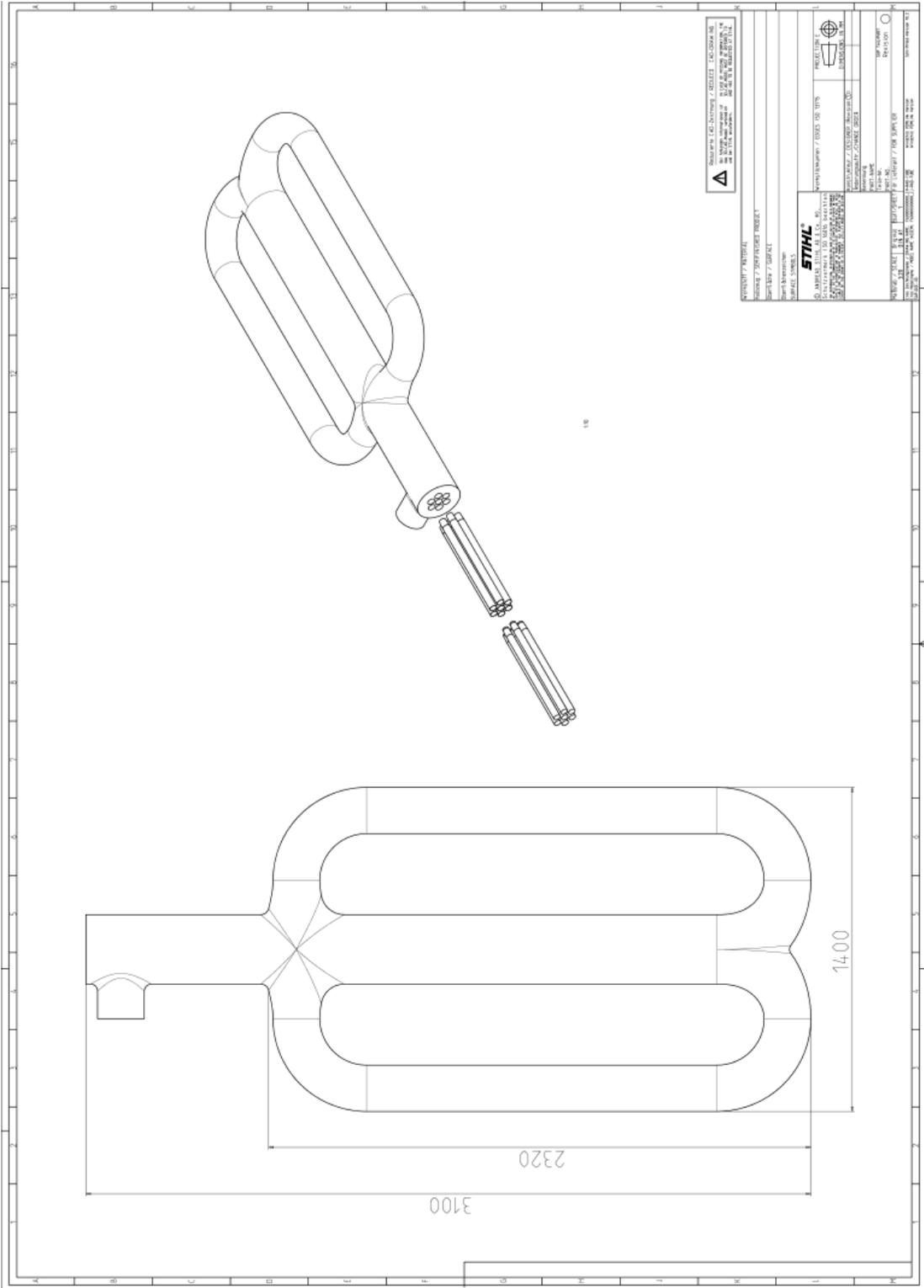


Figura I.1 – Desenho técnico de conjunto, tubo e queimador.



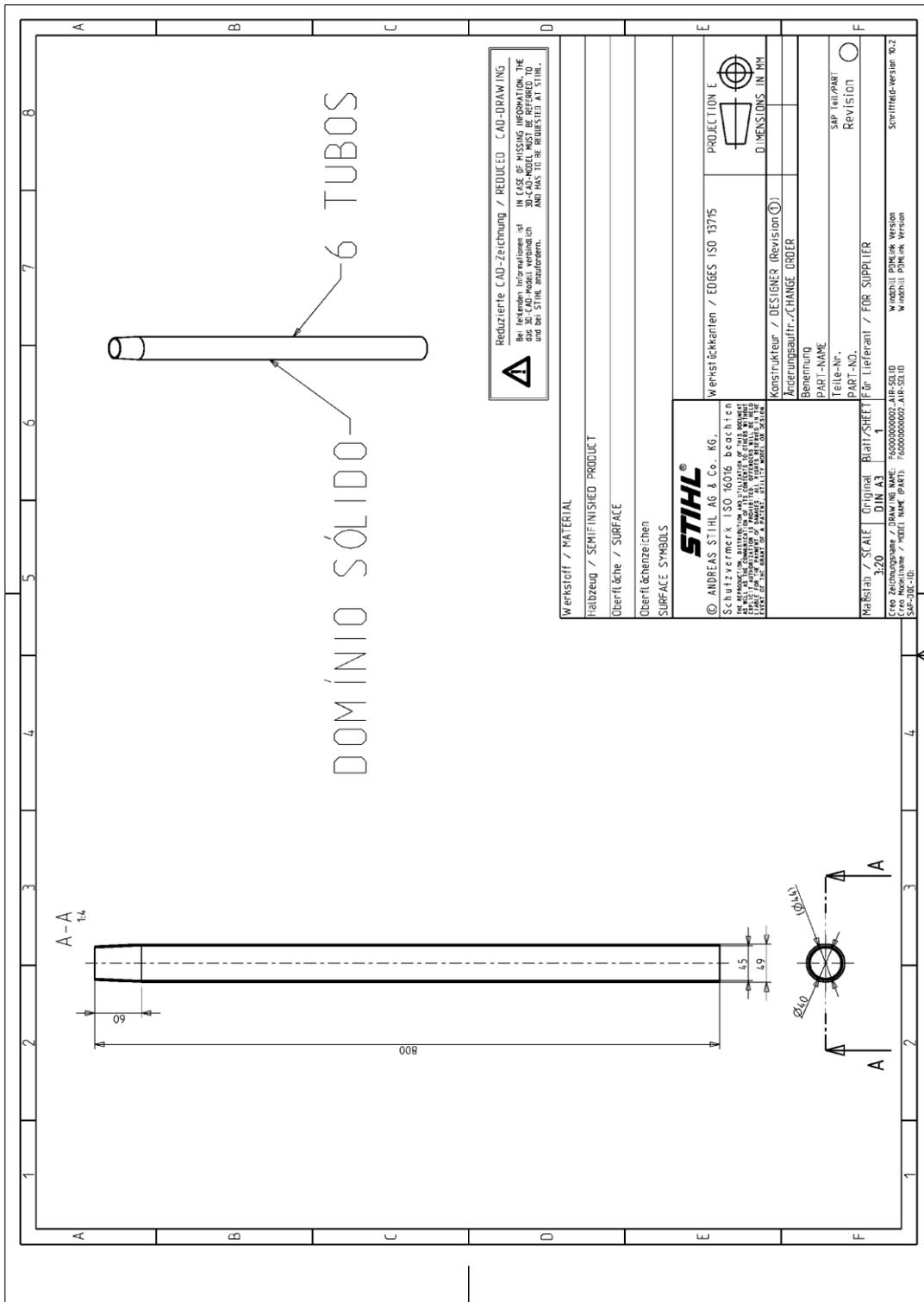


Figura III.1 – Desenho técnico do tubo de injeção de ar, domínio sólido.

APÊNDICE D – Desenho técnico do tubo de injeção de combustível, domínio sólido.

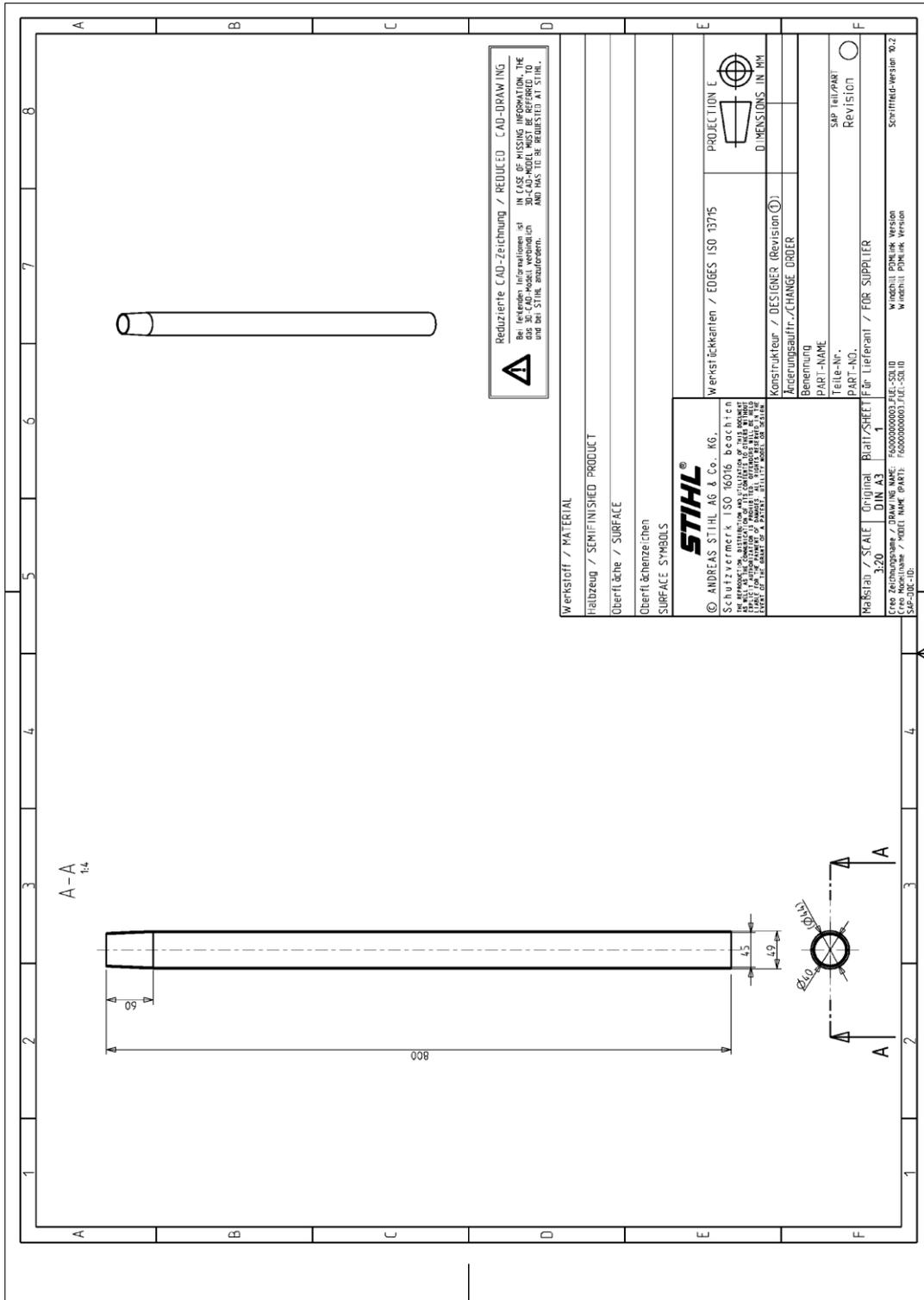


Figura IV.1 – Desenho técnico do tubo de injeção de combustível, domínio sólido.



APÊNDICE F – Desenho técnico do tubo de injeção de combustível, domínio fluido.

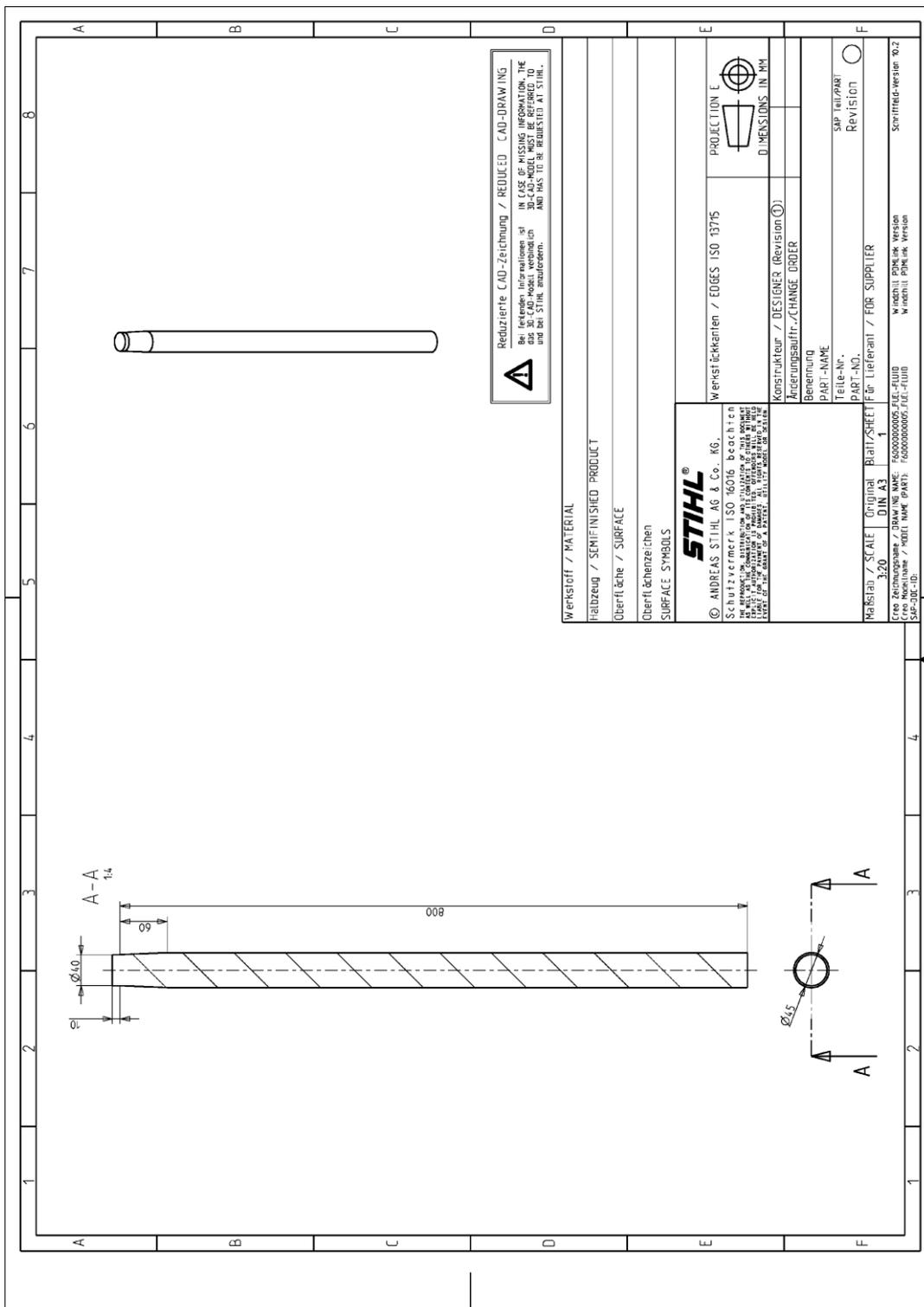


Figura VI.1 – Desenho técnico do tubo de injeção de combustível, domínio fluido.