



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FEMEC – FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

DOUGLAS LUIZ SILVA

**ESTUDO DE CASO: SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM QUEIMADOR DE
CALDEIRA DE CO**

Uberlândia, Abril de 2022



DOUGLAS LUIZ SILVA

**ESTUDO DE CASO: SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM QUEIMADOR DE
CALDEIRA DE CO.**

Trabalho de Conclusão do Curso,
apresentado para obtenção do grau de
Engenheiro no Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia, FEMEC

Orientador: Prof. João Marcelo Vedovoto

Uberlândia, Abril de 2022



DOUGLAS LUIZ SILVA

ESTUDO DE CASO: SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM QUEIMADOR DE CALDEIRA E CO.

Trabalho de Conclusão do Curso aprovado pela Banca Examinadora para obtenção de Grau de Engenheiro, no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, FEMEC, com Linha de Pesquisa em Estatores de Caldeira.

Orientador: Prof. João Marcelo Vedovoto

Uberlândia, 29 de Abril de 2022

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. João Marcelo Vedovoto – UFU - ORIENTADOR

Me. Rodrigo Cavalcanti Ribeiro Lima – MEMBRO EXTERNO

Prof. Dr. Aldemir Ap Cavalini Jr – UFU

Uberlândia, Abril de 2022



AGRADECIMENTOS

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, a Deus, que fez com que meus objetivos fossem alcançados, durante todos os meus anos de estudos. Ao meu orientador, por todo ensino e direcionamento, aos meus pais por todo suporte e apoio, durante todos esses anos, à minha família pelo apoio e confiança.

Uberlândia, Abril de 2022



RESUMO

As caldeiras que utilizam monóxido de carbono (CO) como combustível tem mostrado altas taxas de emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x). Atualmente é conhecido a formação de sete gases formados pelo grupo dos NO_x , dois deles são relevantes quando se trata de poluição atmosférica, o dióxido de nitrogênio (NO_2) e monóxido de nitrogênio (NO). Processos que sofrem combustão quando em contato com o ar atmosférico transformam as moléculas de NO em NO_2 , por isto, as taxas de emissão desse gás tem sido bastante altas trazendo uma preocupação aos órgãos públicos e a organizações.

Uma solução que vem sendo estudada e tem apresentado bom resultados é o estagiamento de combustível injetado nas caldeiras, isto é, injeção gradativa de combustível ou oxidante. No entanto é necessário neste momento se avaliar o processo de forma mais detalhado para se otimizar a estratégia, bem como estudar os estatores, que é por onde o combustível é injetado dentro das caldeiras de monóxido de carbono, podendo levar a necessidade de adoção de modificações para se diminuir a quantidade de NO_x gerada no processo. Neste projeto de pesquisa é aplicada uma modelagem computacional de forma a possibilitar uma análise detalhada de escoamentos turbulentos e suas propriedades físicas dentro dos estatores e na sua saída. A modelagem matemática, composta pelas equações de conservação de massa, de transporte de quantidade de movimento linear e de balanço de energia, são discretizadas utilizando o método dos volumes finitos e as equações de transporte são implementadas em um ambiente de malha bloco-estruturada.



LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Volume de Controle Diferencial dV e superfície de Controle Diferencial dA. 11	
Figura 2: (a) Formas assimétricas e simétricas com α e β igual e 5 (b) Formas simétricas da PDF Beta.	17
Figura 3: Malha 2D, estruturada e não ortogonal.	18
Figura 4: Malha Estruturada e Não Estruturada respectivamente.	19
Figura 5: Desenho esquemático das estradas de gás.	20
Figura 6: Visão geral da Caldeira sobre uma vista superior.	21
Figura 7: Dutos de Entrada dos gases de combustão.	21
Figura 8: Entrada de combustível e ar nos dutos.	22
Figura 9: Malha gerada no Ansys Workbench.	23
Figura 10: Velocidade no duto de ar e gás suplementar em m/s.	25
Figura 11: Velocidade do gás suplementar em m/s.	25
Figura 12: Velocidade do duto do gás de entrada em m/s.	26
Figura 13: Velocidade dos dutos de ar e CO em m/s.	26
Figura 14: Massa específica no duto de ar, gás suplementar e fornalha em kg/m^3	27
Figura 15: Massa específica no duto do gás de entrada.	27
Figura 16: Velocidade no duto de ar e gás suplementar inferior, com escala até 40 m/s.	28
Figura 17: Velocidade no duto de ar e gás suplementar superior, com escala até 40 m/s.	28
Figura 18: Velocidade do duto do gás de entrada inferior com escala até 176 m/s.	29
Figura 19: Velocidade do duto do gás de entrada superior com escala até 176 m/s.	29
Figura 20: Massa específica dos gases em uma vista isométrica.	30
Figura 21: Velocidade no duto de ar e gás suplementar superior, com escala até 40 m/s.	30
Figura 22: Velocidade no duto de ar e gás suplementar inferior, com escala até 40 m/s.	31
Figura 23: Velocidade do duto do gás de entrada inferior com escala até 224.69 m/s.	31
Figura 24: Velocidade do duto do gás de entrada superior com escala até 224.69 m/s.	32
Figura 25: Massa específica dos gases.	32



SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	8
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	10
2.1 Principais Equações.....	10
2.1.1 Princípio da Conservação de Massa.....	10
2.1.2 Balanço de Quantidade de Movimento Linear.....	11
2.1.3 Equação do Balanço de Energia.....	12
2.2 Modelo de Fechamento da Turbulência.....	12
2.2 Modelo de Radiação.....	15
2.3 Função Densidade de Probabilidade com distribuição Beta.....	16
2.4 Malha Estruturada e Não Estruturada.....	17
3. Metodologia.....	20
3.1 Geometria.....	20
3.2 Malha.....	22
3.3 Propriedades dos gases de entrada.....	23
4. Resultados.....	25
4.1 – Resultados para a simulação 50/50.....	25
4.2 Resultados para a simulação 70/30.....	28
4.3 Resultados da Simulação 90/10.....	30
5. Conclusão.....	33
Referências.....	34



1. INTRODUÇÃO

O estudo da combustão é uma ciência que permeia quase todos os setores das sociedades, em qualquer parte do mundo, independentemente do grau de desenvolvimento da nação. O processo de combustão é responsável por mais de 85 % da energia utilizada pelo homem, sendo estratégico para a economia de todos os países. A geração de energia a partir da combustão de derivados do petróleo, gás natural, carvão mineral, lenha, carvão vegetal e dos derivados da cana de açúcar corresponde a mais de 80 % da energia utilizada no Brasil, de acordo com o balanço energético nacional publicado pelo MME. (EPE, 2021)

A ciência e a tecnologia da combustão têm grande impacto nos setores industrial, de transporte e de geração de energia elétrica. No setor de petróleo e de gás natural o processo de combustão é, na maioria das vezes, o destino final dos hidrocarbonetos e, também, o meio utilizado para a geração de energia durante os processos de extração, transporte e refino. As indústrias de mineração, química, siderúrgica, de cimento e de vidro destacam-se como grandes utilizadoras da combustão de hidrocarbonetos e do gás natural em seus processos de fabricação. A imensa maioria dos veículos automotores, dos navios e dos aviões utiliza a queima de derivados do petróleo ou do gás natural em seu funcionamento. Em particular, a maior parte do transporte internacional de mercadorias é realizada por embarcações propulsadas por motores queimando óleo combustível residual. O aquecimento de ambientes e o preparo e cozimento de alimentos pela queima de combustíveis são importantes nos setores de comércio e doméstico.

Como não poderia ser de outra forma, além dos múltiplos benefícios que ela traz para o ser humano, a combustão também traz consigo seu lado negativo – poluição ambiental – o qual precisa ser cuidadosamente tratada. Os principais poluentes produzidos nos processos de combustão incluem hidrocarbonetos não/parcialmente queimados, óxidos de nitrogênio, monóxido de carbono, óxidos de enxofre e material particulado. Estes poluentes são usualmente apontados como os principais responsáveis de uma série de problemas específicos vinculados a saúde humana, formação de chuva ácida, efeito estufa e aquecimento global, entre outros.

Nas duas últimas décadas, o nível de conscientização do público, em relação as questões meio ambientais, tem aumentado consideravelmente. Estas preocupações com os efeitos da poluição, na saúde pública e na qualidade do meio ambiente, têm levado aos governos a regulamentar o nível de emissões permitidas; e, aos geradores de poluição, a adotar práticas de gestão ambiental. Em particular, através da legislação correspondente, os níveis máximos de emissões permitidas têm sido gradualmente reduzidos.

Nos processos de combustão, com o objetivo de maximizar a taxa de conversão de reagentes



em produtos, a queima ocorre frequentemente em escoamentos turbulentos. Embora grandes progressos na compreensão da combustão em escoamentos turbulentos tenham ocorrido nos últimos 20 anos, diversos problemas permanecem abertos e são objetos de intensas pesquisas. Dentre estes problemas, o estudo da combustão em escoamentos turbulentos é de fundamental importância (i) para processos industriais da cadeia do refino petróleo e gás natural, e que envolvem, em particular, fornos e caldeiras; e também (ii) para turbinas a gás. Como é de se esperar, os objetivos principais das pesquisas realizadas envolvem o aumento da eficiência energética e a redução dos impactos ambientais associados a esses processos. Estas pesquisas requerem a descrição dos escoamentos turbulentos tanto em termos das equações de transporte de quantidade de movimento, energia e massa das espécies químicas; como das leis constitutivas e de fechamento dos termos abertos quando da introdução de diversos modelos.

O aumento das eficiências dos processos industriais envolvendo combustão e, simultaneamente, o respeito às normas de impacto ambiental e emissões, cada dia mais restritivas, não podem ser atingidos com o conhecimento atualmente disponível do processo de combustão em escoamentos turbulentos. Atingir estes objetivos não é uma tarefa fácil devido à natureza conflitante dos mesmos. Somente uma adequada compreensão da combustão em escoamentos turbulentos pode eventualmente permitir atingi-los. O desenvolvimento de modelos de combustão baseados em metodologias capazes de caracterizar, simultaneamente, a interação entre a aerodinâmica e o processo de reação química é um passo a mais nesta direção. No caso de combustíveis pouco estudados, tais como o óleo combustível residual, a caracterização detalhada do processo de reação ainda não foi realizada. A correta caracterização do acoplamento entre combustão e turbulência é a chave para o desenvolvimento destes novos modelos e, conseqüentemente, de novos equipamentos industriais a interação entre a aerodinâmica e o processo de reação química é um passo a mais nesta direção.

Especificamente este trabalho contribui para estudos numéricos da fluidodinâmica inerte em uma caldeira de CO, mostrando qualitativamente quais são as propriedades físicas dos gases que percorrem os dutos até a fornalha para então entrarem em combustão.



2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Principais Equações

2.1.1 Princípio da Conservação de Massa

O princípio da conservação de massa para um volume de controle pode ser expresso com: a transferência de massa para dentro ou para fora de um volume de controle durante um intervalo de tempo Δt é igual a variação total da massa dentro do volume de controle durante Δt . Se sistema for fechado a conservação de massa é expressa como $m_{sist} = \text{constante}$ ou $\frac{dm_{sist}}{dt} = 0$, o que nos diz que no momento em que ocorre um processo em um sistema, a massa desse sistema deve permanecer constante. Para um volume de controle (VC), o balanço do volume de controle expresso na forma da vazão como:

$$\text{Conservação de massa} \quad \dot{m}_c - \dot{m}_s = \frac{dm_{VC}}{dt} \quad (1)$$

Onde \dot{m}_c e \dot{m}_s representa o escoamento ou vazão mássica que entra e que sai do volume de controle respectivamente, e dm_{VC}/dt representa a taxa com que varia a massa dentro do volume de controle (ÇENGEL, 2007)

Já a taxa de variação de massa dentro do volume de controle é dada por:

$$\text{Taxa de Variação de Massa dentro do Volume de controle} \quad \frac{dm_{VC}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV \quad (2)$$

Como a vazão de massa através de um diferencial de massa dm é proporcional ao produto com que velocidade normal (V_n) com que esse fluido atravessa a área analisada e a massa específica desse fluido, então a vazão de massa pode ser expressa por:

$$\text{Vazão Total de Massa} \quad \delta \dot{m} = \rho V_n dA = \rho (V \cos \theta) dA = \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3)$$

Reorganizando a equação 1, 2 e 3, chegamos na equação de “Conservação Geral de Massa” em um volume de controle fixo.

Conservação Geral de Massa $\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{VC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA = 0$ (4)

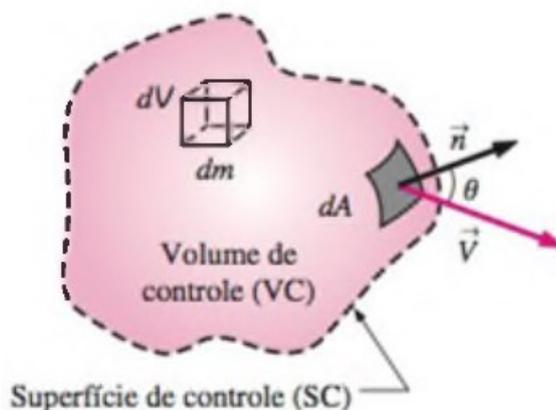


Figura 1: Volume de Controle Diferencial dV e superfície de Controle Diferencial dA .

Fonte: Adaptado, ÇENGEL, 2007.

2.1.2 Balanço de Quantidade de Movimento Linear

Na segunda lei de Newton a propriedade que está se tratando, ou se diferenciando é a quantidade de movimento linear (WHITE, 2011, p. 180). O balanço da quantidade de movimento linear nos diz que se as forças externas que atuam sobre um sistema forem nulas, isso implicará que o momento linear do sistema é conservado (FERREIRA, 2018, p. 19).

A quantidade de movimento linear depende da massa e da velocidade que o corpo possui e é uma grandeza que sempre se conserva em um sistema isolado na ausência de forças externas (HALLIDAY, 2006, p. 169).

$$\frac{d}{dt}(mV)_{sist} = \sum F = \frac{d}{dt} \left(\int_{VC} V\rho d^{\circ}V \right) + \int_{SC} V\rho(V_r \cdot n) dA \quad (5)$$

Existem alguns pontos que devem ser observados para esta equação, e que são de grande importância.

1. A velocidade (V) nesta equação tem um referencial inercial, ou seja, conforme newton esse referencial não tem aceleração.
2. A soma $\sum F$ representa a soma de todas as forças externas vetoriais que atuam no corpo, incluindo as forças de superfície e sólidos cortados pela superfície de controle.
3. A equação inteira está na forma vetorial, a grandeza V nas integrais traz essa característica para a equação.



2.1.3 Equação do Balanço de Energia

Aplicando-se o teorema de transporte de Reynolds à primeira lei da termodinâmica, chegamos à equação geral da energia, essa equação nos diz que a quantidade de energia no volume de controle é igual a soma da quantidade de calor inserida ao elemento mais o trabalho realizado por ele por causa das forças gravitacionais e tangenciais (WHITE, 2011, p. 189).

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\int_{VC} e\rho d^{\circ}V \right) + \int_{SC} e\rho(V \cdot n) dA \quad (6)$$

Sendo que Q positivo significa calor adicionado ao sistema e que W positivo significa trabalho realizado pelo sistema, e E significa energia por unidade de massa.

2.2 Modelo de Fechamento da Turbulência

Muitos modelos de fechamento de turbulência são utilizados atualmente, assim diversas formas são utilizadas para se estimar o efeito da turbulência em escoamentos. Entre os modelos, temos: os de tensão de Reynolds, de uma equação, de duas equações e os algébricos. Neste estudo se utilizou o modelo k-ε, que é um dos modelos de duas equações. Entre os modelos de duas equações, para se encontrar a solução do tensor de Reynolds em equações RANS (Equações de Navier-Stokes média de Reynolds), o modelo k-ε e k-ω são os que se destacam (EDUARDO, 2015, p. 96). Juntamente com essas duas equações de transporte adicionais que devem ser solucionadas quando se usa o modelo de turbulência, duas condições de contorno devem ser especificadas para as propriedades de turbulência na entrada e na saída (ÇENGEL, 2007, p. 737 - 738).

Neste trabalho se utilizou o modelo k-ε realizável, que foi desenvolvido por Shih et al que se diferencia do modelo padrão, na formulação da viscosidade turbulenta e na equação do ε. No modelo k-ε, essas variáveis significam: k – energia cinética turbulenta e ε – taxa de dissipação.

O termo realizável significa que algumas restrições nas tensões de Reynolds são satisfeitas matematicamente e que estão de acordo com a física da turbulência (ADRIANO, 2011, p. 29), no manual do Ansys Fluent (ANSYS FLUENT, 2009, p 4 – 18) é destacado o modelo k-ε realizável, esse modelo possui um desempenho superior em jatos, circulação e rotação. Então a tensão normal de Reynolds fica:



$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (6)$$

E as equações de transporte do modelo k-ε realizável são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma^k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma^k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{U\varepsilon}} \quad (8)$$

Onde:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (9)$$

E

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (10)$$

Já a viscosidade turbulenta é modelada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

No modelo k-ε realizável o C_μ não é constante, mas sim a função das taxas de deformação e rotação médias, da velocidade angular do sistema e os campos de turbulência ($k - \varepsilon$).

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s k \frac{U^*}{\varepsilon}} \quad (12)$$

Com:



$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (13)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (14)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (15)$$

Nas equações acima o termo $\overline{\Omega_{ij}}$ representa o tensor médio da rotação visto de um referencial com velocidade angular ω_k . As constantes A_0 e A_s são dadas por (ANSYS FLUENT, 2009, p 4 – 21):

$$A_0 = 4.04; A_s = \sqrt{6}\cos\varphi \quad (16)$$

Com

$$\varphi = \frac{1}{3}\arccos(\sqrt{6}W) \quad (17)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ik}}{\bar{S}^3} \quad (18)$$

$$\bar{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (19)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (20)$$

As constantes do modelo são:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.9 \quad (21)$$



2.2 Modelo de Radiação

A equação de transferência radiativa recebe um tratamento diferente. Para resolvê-la, primeiro deve-se fazer uma discretização das direções à partir de um ponto de diferença. Em cada direção a equação de diferença radiativa (RTE) é então resolvida como uma equação de campo. Esse método é chamado de método das ordenadas discretas (DO, do inglês Discrete Ordinates) (FERNANDO, 2017, p. 8).

Inicialmente este método foi proposto pelo pesquisador CHANDRASEKHAR (1960), onde ele estudava sobre a radiação estelar e atmosférica. Esta formulação se fundamenta na representação discreta da variação angular da intensidade de radiação. Então esse método faz uma discretização no domínio angular da equação de transferência radiativa (ETR) em um certo número de direções N , e cada direção é provocada, ou melhor dizendo, sofre uma certa variação por um peso. Então assim a ETR pode ser resolvida matematicamente em cada direção discreta citada acima, fazendo com que quadraturas numéricas surjam no lugar dos termos. Assim, é gerado um sistema de equações diferenciais, um sistema N , que agora é mais fácil de ser resolvido de forma numérica ou analítica. (SINVAL, 2013, p. 31).

O software Ansys Fluent traz duas implementações no modelo de Ordenadas Discretas (DO): o modelo desacoplado e acoplado. Para este trabalho utilizamos a implementação desacoplada, que é uma variante conservadora do modelo DO chamado de esquema de volume finito, e sua extensão para malhas não estruturadas. Nessa implementação as intensidades de energia e radiação possuem equações que são resolvidas de forma isolada, e se assume valores característicos ou usuais para as outras variáveis (ANSYS FLUENT GUIDE, 2013).

O modelo DO considera a equação de transferência radiativa (RTE) na direção \vec{s} como uma equação de campo. Assim a equação é escrita como

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (22)$$

Onde

\vec{r} = Vetor Posição

\vec{s} = Vetor Direção

\vec{s}' = Dispersão do Vetor Direção

s = Comprimento

a = Coeficiente de Absorção



n = índice refrativo

σ_s = Coeficiente de Dispersão

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5.669 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 - \text{K}^4$)

I = Intensidade radioativa

T = Temperatura Local

ϕ = Função de Fase

Ω' = Ângulo Sólido

2.3 Função Densidade de Probabilidade com distribuição Beta

A função Beta (β) é uma distribuição que é definida em um intervalo de $[0,1]$ e é uma distribuição contínua, sendo parametrizada por dois parâmetros α e β , que são sempre maiores que zero, ou seja, são parâmetros positivos, eles controlam a forma da distribuição e aparecem como expoentes da variável aleatório (FABIANO, 2015, p. 56). Essa distribuição pode ser utilizada para modelar comportamento de variáveis aleatórias com intervalos limitados de comprimento finito. Utilizou-se a PDF Beta para cálculo das propriedades termodinâmicas dentro dos cálculos numéricos de combustão neste trabalho. Então o Ansys Fluent trata como uma função de duas variáveis que é apropriada para o cálculo de combustão (ANSYS FLUENT GUIDE, 2013).

$$P(V) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha) \Gamma(\beta)} V^{\alpha-1} (1 - V)^{\beta-1} \quad (23)$$

Onde $\Gamma(\)$ é a função Gamma, e α e β depende do valor médio da variável em questão, e da sua variância, σ^2 :

$$\alpha = \bar{m} \left(\frac{\bar{m}(1 - \bar{m})}{\sigma^2} - 1 \right) \quad (24)$$

$$\beta = (\bar{m} - 1) \left(\frac{\bar{m}(1 - \bar{m})}{\sigma^2} - 1 \right) \quad (25)$$

Uma das principais características da PDF Beta é a característica de imitar outras distribuições. Quando adequadamente transformado e normalizado, um vetor de variáveis

aleatórias quase sempre pode ser modelado como Beta (SILVA, 2001).

Como já dito anteriormente α e β são parâmetros que definem a forma que a distribuição irá ter. Se $\alpha = \beta$, a distribuição é simétrica, se $\alpha > \beta$, a assimetria é negativa e, no caso de $\alpha < \beta$, sua assimetria é positiva [14], como se pode ver na Figura 2.

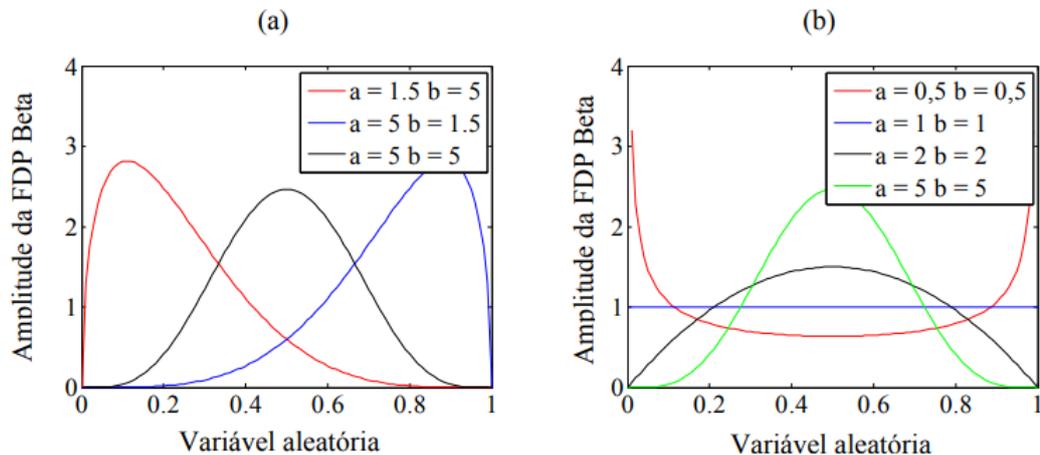


Figura 2: (a) Formas assimétricas e simétricas com α e β igual e 5 (b) Formas simétricas da PDF Beta.

Fonte: Adaptado, FABIANO, 2015

Quando α e β são iguais a distribuição PDF assume uma forma bastante interessante, sua skewness se torna nula, ou seja, distribuição é simétrica. Pode-se notar, para α e $\beta = 1$, a PDF Beta representa uma distribuição Uniforme e para α e β igual a 5, a representação é de uma distribuição Gaussiana Figura 14 (b) (FABIANO, 2015, p. 57).

2.4 Malha Estruturada e Não Estruturada

Malhas estruturadas e não estruturadas são dois grupos que fazem parte das malhas não-ortogonais. Elas são classificadas assim pois assumem tipos diferentes em relação a posição que se dá de elemento a elemento. Nas malhas estruturadas cada elemento é disposto em linhas pertencentes a uma família, e cada membro pertencente a uma família não se cruzam uns com os outros, e estes membros atravessam cada membro de outra família somente uma única vez. Isso traz uma possibilidade interessante, cada linha pertencente a um conjunto pode ser enumerada, a posição de cada volume de controle tem uma identidade única de dois ou três índices. Esta é a estrutura de malha mais simples, uma vez que é logicamente equivalente a uma malha ortogonal (Cartesiana). Cada ponto na malha 2D irá ter quatro vizinhos, se essa malha passa para 3D o número de vizinhos irá aumentar para seis; um dos índices de cada um dos

vizinhos do ponto P (com índices i, j, k) difere ± 1 do índice correspondente de P (DANIEL, 2007, p. 21). Um exemplo de uma malha estruturada é apresentado na Figura 2.

Segundo “Maliska, 1995”, malhas estruturadas são aquelas em que cada volume interno possui o mesmo número de vizinhos e que a numeração dos mesmos tem uma sequência natural. Segundo “Ferziger e Peric 1996”, uma malha estruturada é qualquer malha em que todos os pontos da malha, ou os volumes, possam ser unicamente identificados usando dois índices (i, j) malhas bidimensionais, ou três índices (i, j, k) - malhas tridimensionais.

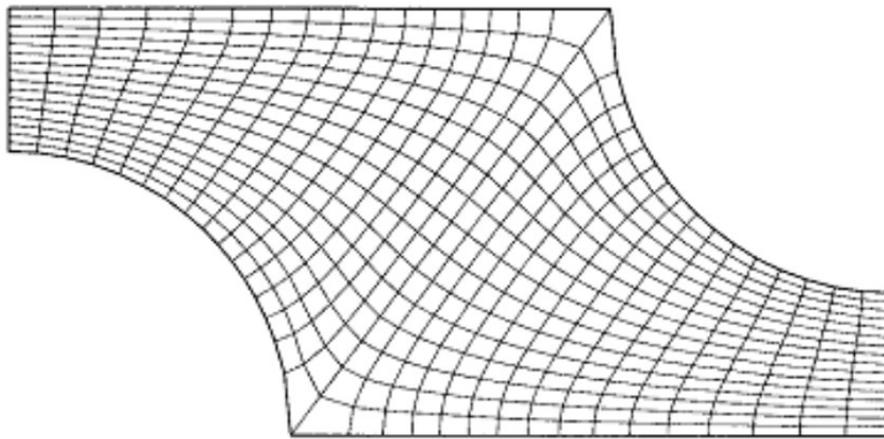


Figura 3: Malha 2D, estruturada e não ortogonal.

Fonte: Adaptado, DANIEL, 2007

Como os elementos estão numerados e conectados com seus vizinhos a programação é simplificada e as equações algébricas apresentam uma estrutura regular o que simplifica a matriz. Uma das desvantagens que podemos ver facilmente é que malhas estruturadas são aplicadas em geometrias simples ou médias, para superfícies de grandes complexidades este método não se aplica por causa da sua regularidade. Outra desvantagem é que se tem uma concentração de células em um ponto do domínio para se ter uma precisão de cálculo, isso implicará que para outro ponto terá menor espaçamento e isso se torna mais grave em problemas 3D (DANIEL, 2007, p. 22).

Já uma malha não estruturada é aquela que não preenche as características propostas por “Maliska, 1995 e Ferziger e Peric, 1996”. Este tipo de malha é mais complicado de se definir, é um método de elementos finitos baseado em volume de controle, ou seja, é um método de volumes finitos.

Malhas não estruturadas são aquelas malhas que não obedecem a nenhuma lei de construção e onde os volumes de controle não se alinham com um determinado sistema de coordenadas. Elas

apresentam como grande atrativo a facilidade de adaptabilidade e discretização de geometrias irregulares com cantos e saliências. Entretanto apresentam a dificuldade de ordenação o que dá origem a matrizes mais esparsas o que requer maior tempo computacional e algoritmos de resolução do sistema de equações mais elaborados e, normalmente, recursivos (LUIZ, 2004)

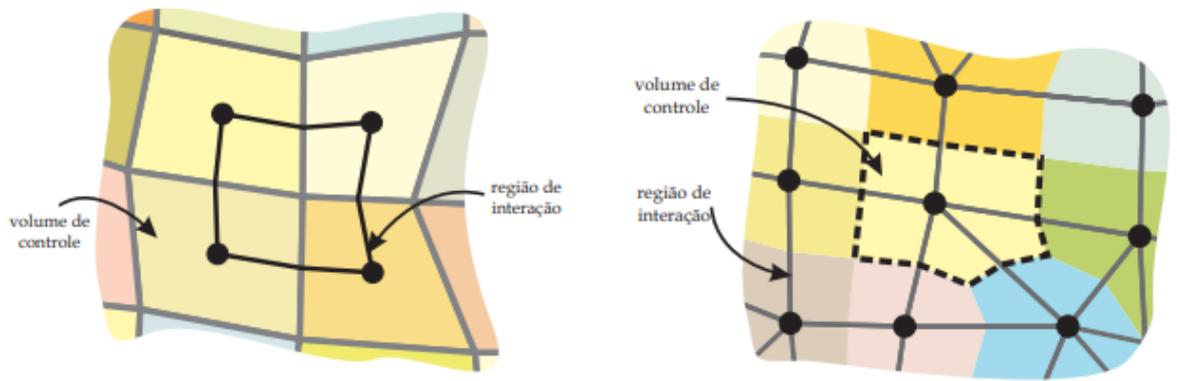


Figura 4: Malha Estruturada e Não Estruturada respectivamente.

Fonte: AMBRUS, 2009

3. Metodologia

A caldeira de CO foi simulada com três setups diferentes para comparação dos resultados em relação a diferença que o estagiamento de combustível gera no escoamento da caldeira, e assim podendo reduzir as formações dos compostos de NOx. Essa caldeira que foi simulada possui 5 dutos de entrada, em duas dessas entradas é injetado o gás chamado de CO, em outras duas se entra o gás suplementar, e na entrada que restou se entra ar, a composição desses gases e suas temperaturas serão apresentadas mais à frente. O gás CO possui uma vazão de 20.28 kg/s que entram por essas duas entradas citadas. Na primeira simulação a razão de combustível para cada duto é de 50/50 apenas para o gás CO, ou seja, a vazão em cada duto de CO foi setada como sendo 10.14 kg/s. Já na segunda simulação onde se começa a simular o estagiamento de combustível a razão utilizada para o estagiamento foi de 70/30, sendo setada como 14.196 kg/s no duto superior e 6.084 kg/s no duto inferior. Na terceira e última simulação a razão de estagiamento é de 90/10, sendo 18.252 kg/s no duto superior e 2.028 kg/s no duto inferior.

A geometria e a malha que serão apresentadas na seção 3.1 e 3.2 foram construídas em colaboração com o membro do laboratório MFLab – UFU, Me. Rodrigo Cavalcanti Ribeiro Lima.

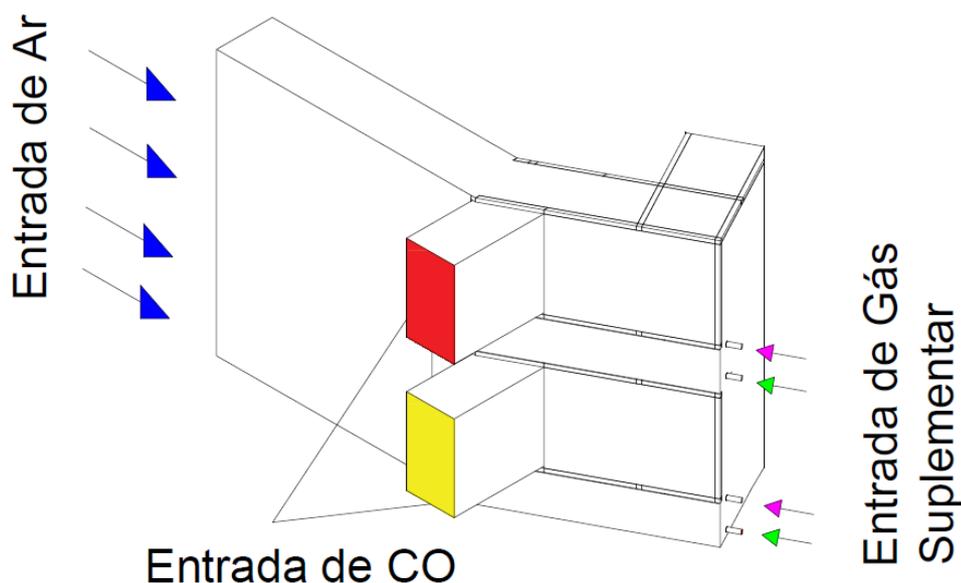


Figura 5: Desenho esquemático das estradas de gás.

Fonte: autor.

3.1 Geometria

A geometria em que o escoamento que foi simulado, será apresentado nessa seção, um esquemático geral da Caldeira e das entradas de combustível estão representadas na figura 6 e 7.

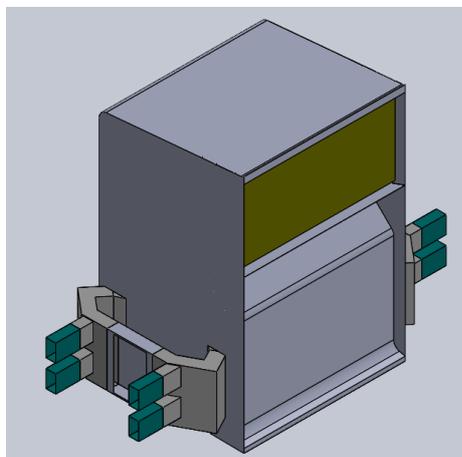


Figura 6: Visão geral da Caldeira sobre uma vista superior

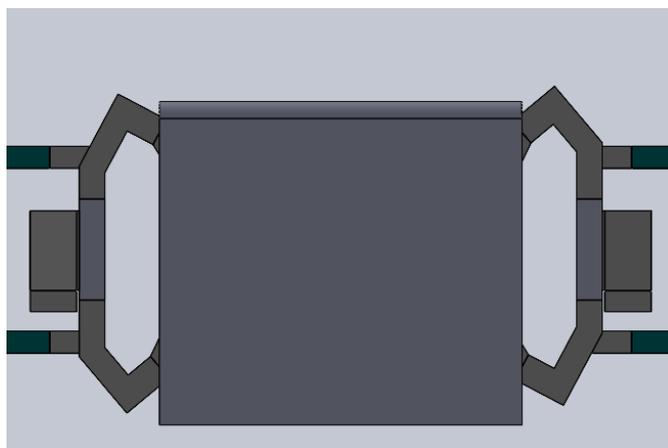


Figura 7: Dutos de Entrada dos gases de combustão.

Neste trabalho será simulado apenas o duto de CO, a entrada de gás suplementar e a entrada de ar, bem como a saída desses gases para a fornalha da caldeira.

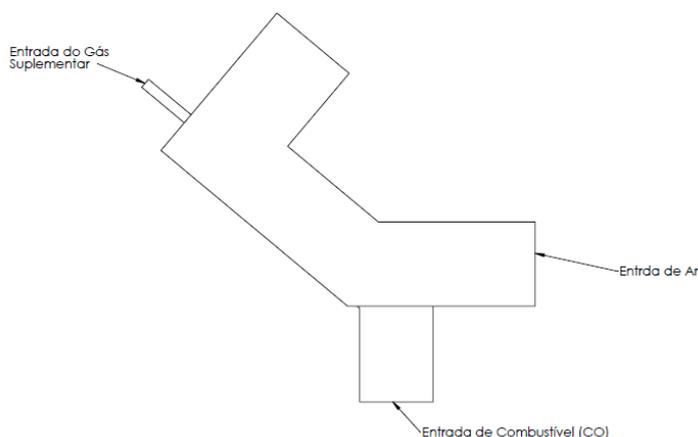


Figura 8: Entrada de combustível e ar nos dutos

3.2 Malha

A qualidade geométrica das células que compõem a malha computacional de discretização espacial feita no Ansys Workbench 19.2 pelo método citado na seção 2.5 foi analisada por alguns métodos estatísticos, que são Element Quality, Skewness e Aspect Ratio e seus valores de referência são apresentados na tabela 1 e uma imagem da malha é mostrada na figura 8.

Tabela 1 – Dados da malha gerada no duto caldeira a ser simulado.

	Element Quality	Skewness	Aspect Ratio	Número de Elementos
Valor Mín	0,010359	1.7844×10^{-10}	1.013	8025998
Valor Máx	0,99999	0,94939	140.19	
Média	0,52513	0,27908	9.7704	
Valor Máx (ansys)	1	0,95	--	

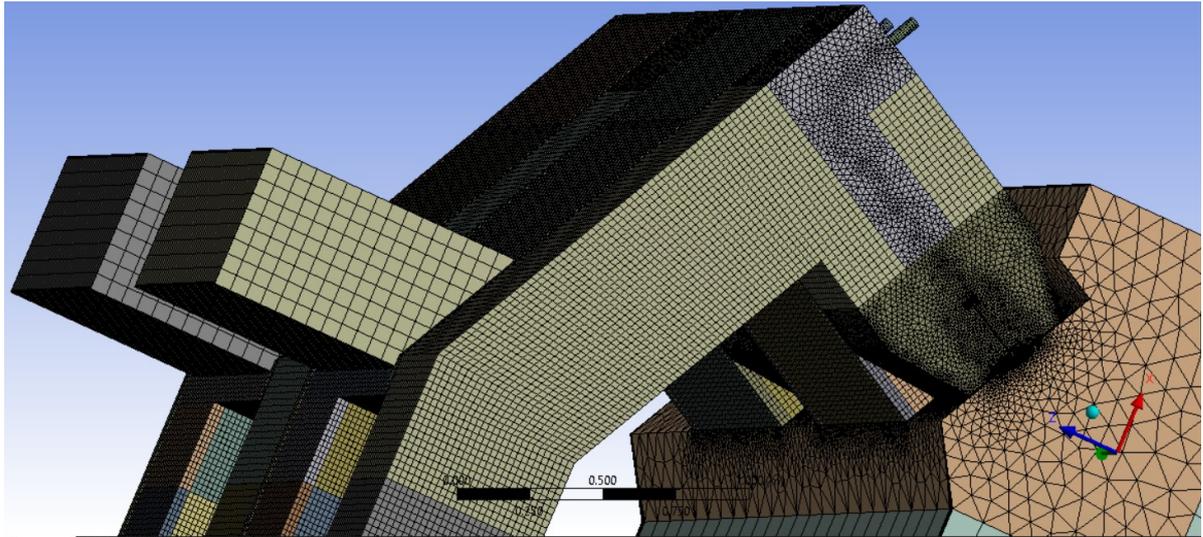


Figura 9: Malha gerada no Ansys Workbench.

Fonte: autor

]

3.3 Propriedades dos gases de entrada

Como já citado os gases de entrada e algumas propriedades conhecidas desses gases estão apresentadas na tabela 2.

Tabela 2 – Composição dos Gases de Entrada nos dutos em Fração Molar.

Elemento Químico	Gás de Entrada	Ar	Gás Suplementar
CH_4	--	--	0.37347
H_2	--	--	0.16443
N_2	0.67568	0.78992	0.06365
O_2	0.00332	0.21008	--
CO_2	0.1077	--	--
CO	0.0769	--	0.02272
SO_2	0.0013	--	--
H_2O	0.1351	--	--
C_2H_6	--	--	0.15455



C_2H_4	--	--	0.18266
C_3H_8	--	--	0.00554
C_3H_6	--	--	0.02654
C_4H_{10}	--	--	0.00645
Vazão Mássica (kg/s)	10.1456	7.0866	0.109027
Temperatura de Entrada (°C)	650	300	20

4. Resultados

Este capítulo tem como por objetivo apresentar todos os resultados gerados nas 3 simulações que foram feitas, esses resultados foram divididos em seções. A seção 4.1 apresenta os valores para a simulação de razão 50/50, a seção 4.2 apresenta resultados para a simulação com razão 70/30 de CO, já a seção 4.3 apresenta os resultados para as simulações 90/10.

4.1 – Resultados para a simulação 50/50

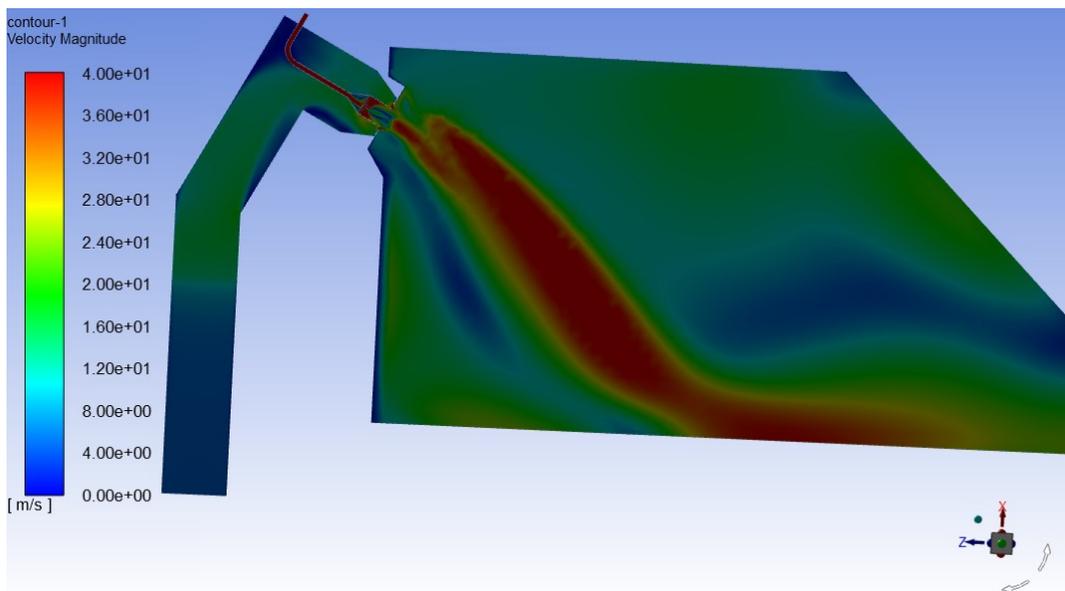


Figura 10: Velocidade no duto de ar e gás suplementar em m/s.

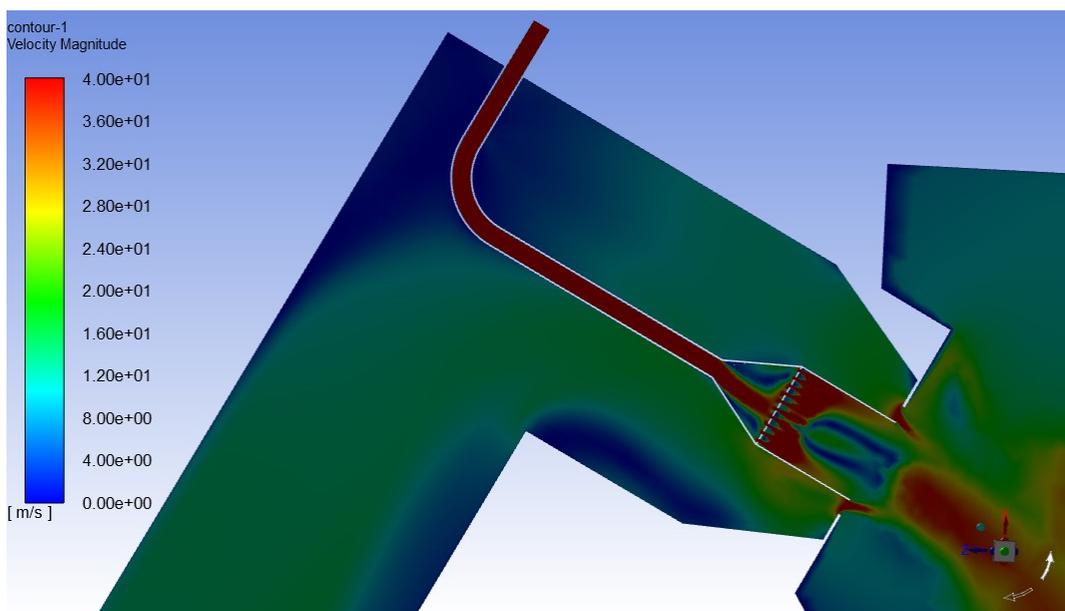


Figura 11: Velocidade do gás suplementar em m/s.

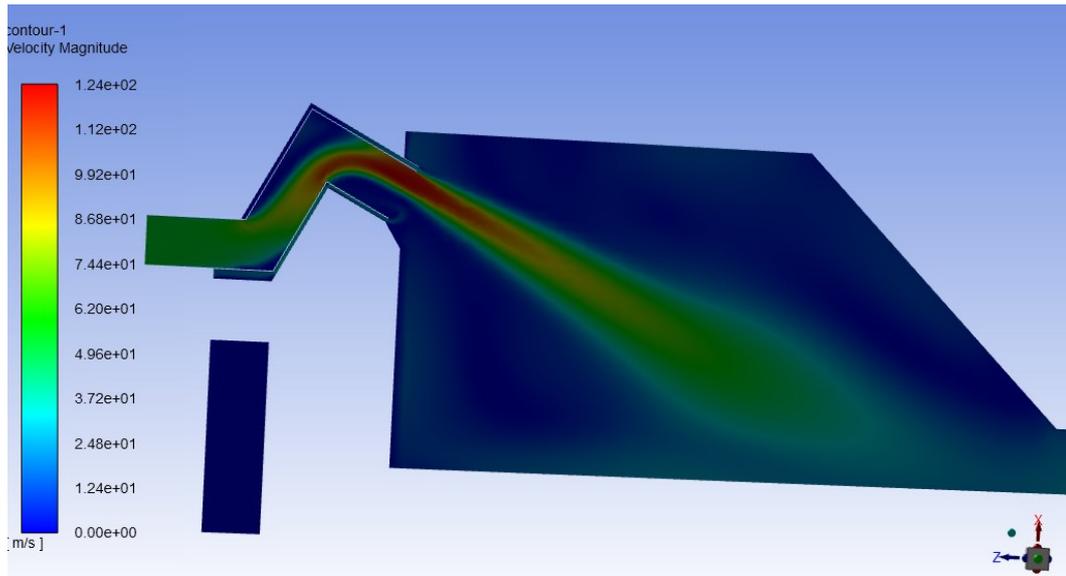


Figura 12: Velocidade do duto do gás de entrada em m/s.

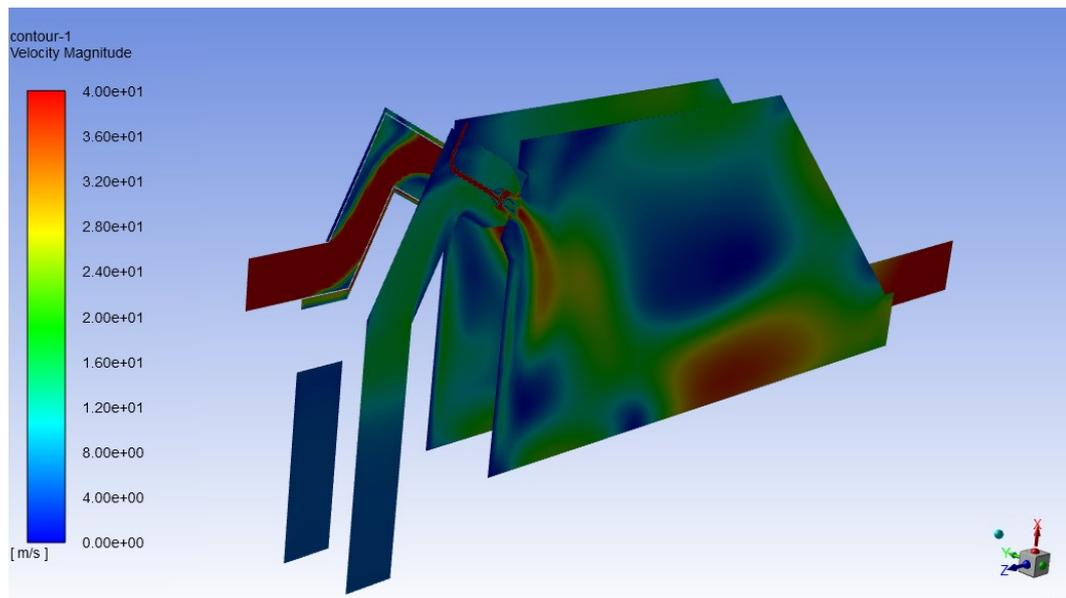


Figura 13: Velocidade dos dutos de ar e CO em m/s.

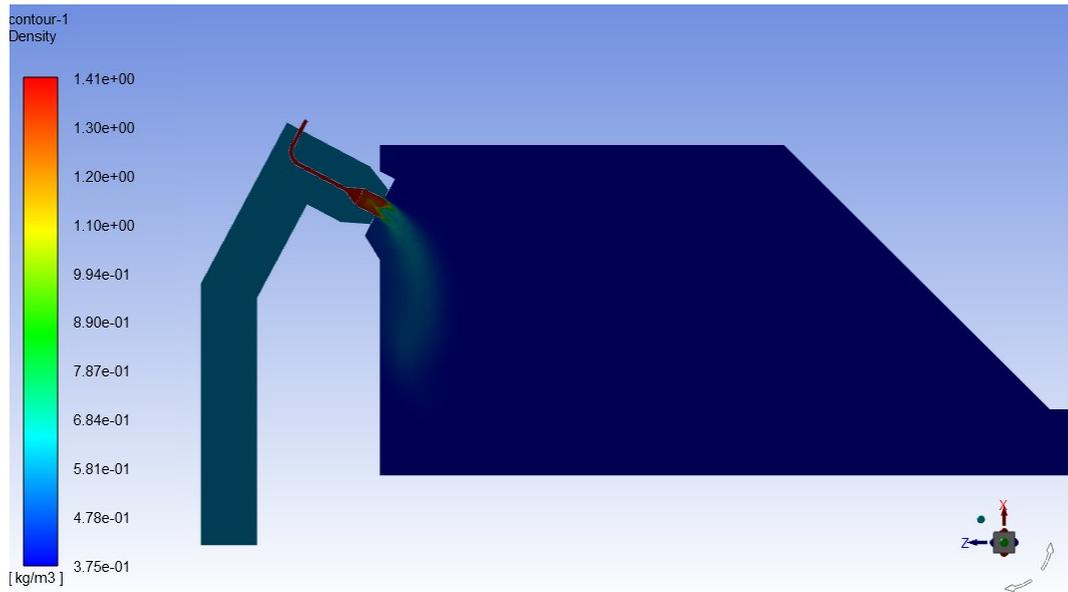


Figura 14: Massa específica no duto de ar, gás suplementar e fornalha em kg/m³.

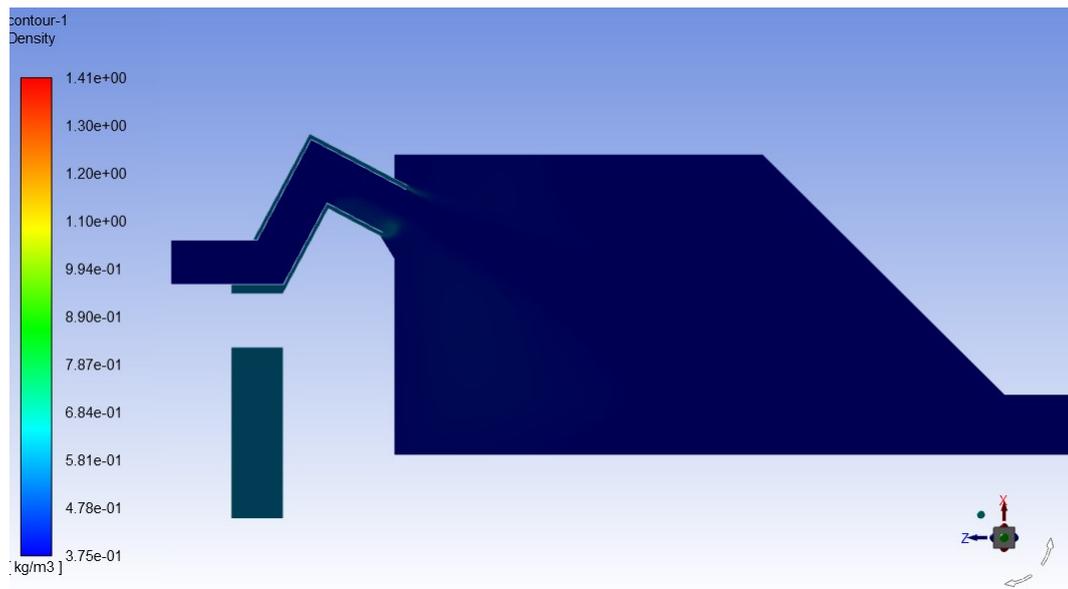


Figura 15: Massa específica no duto do gás de entrada.

Tabela 3 – Velocidade de Entrada de cada duto.

	Duto de Gás CO superior	Duto de Gás CO inferior	Entrada de Ar	Queimador Suplementar Superior	Queimador Suplementar Inferior
Velocidade Média (m/s)	57,17	57,17	6,73	61,01	35,55

4.2 Resultados para a simulação 70/30.

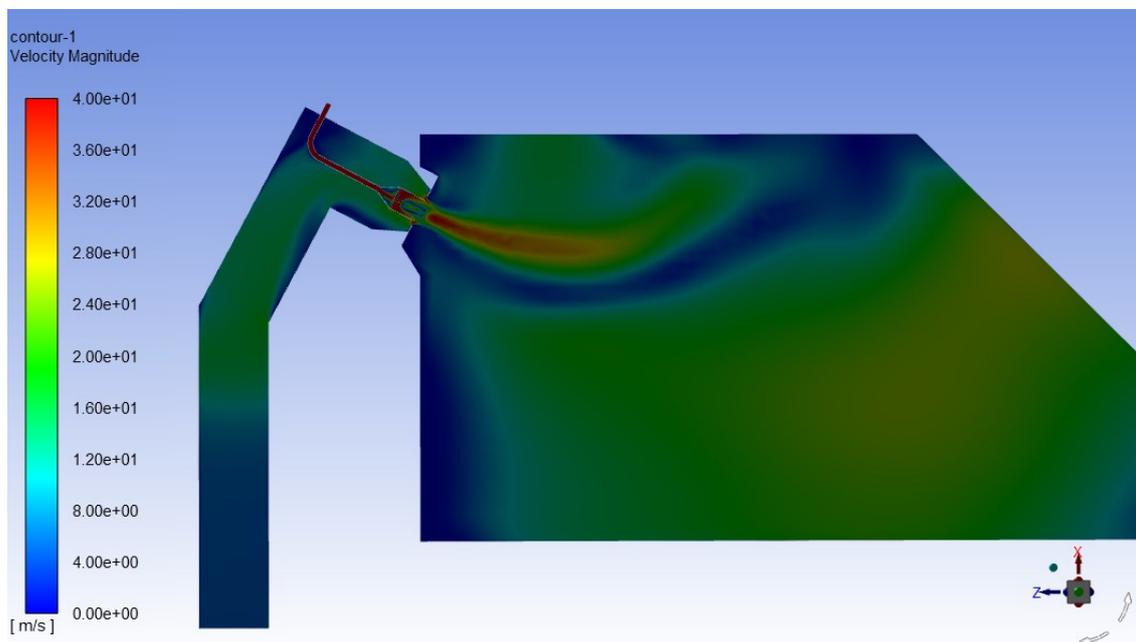


Figura 16: Velocidade no duto de ar e gás suplementar inferior, com escala até 40 m/s.

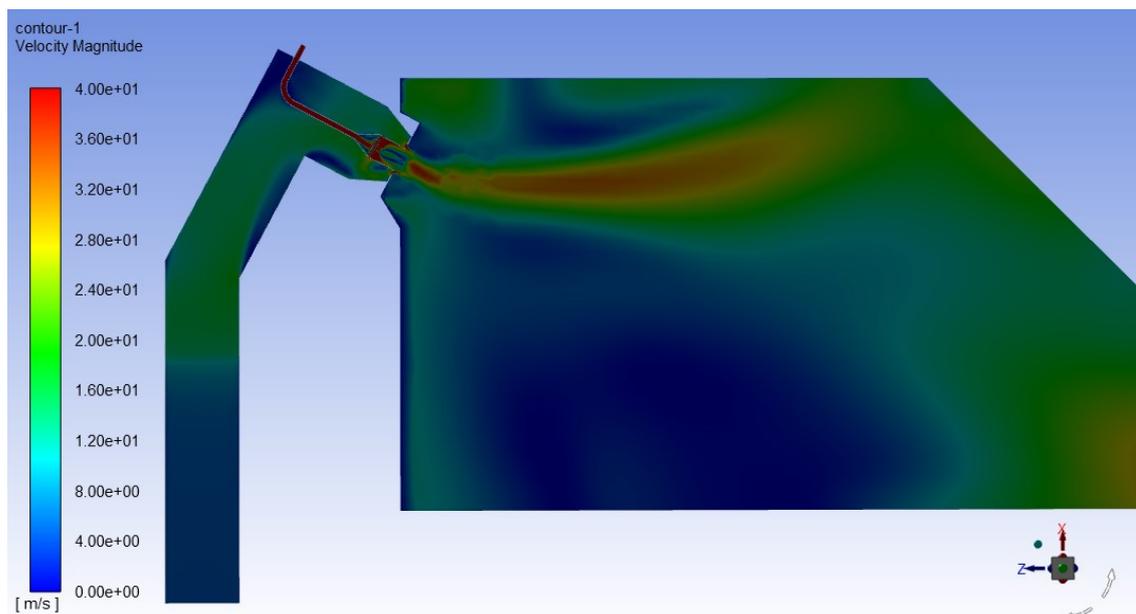


Figura 17: Velocidade no duto de ar e gás suplementar superior, com escala até 40 m/s.

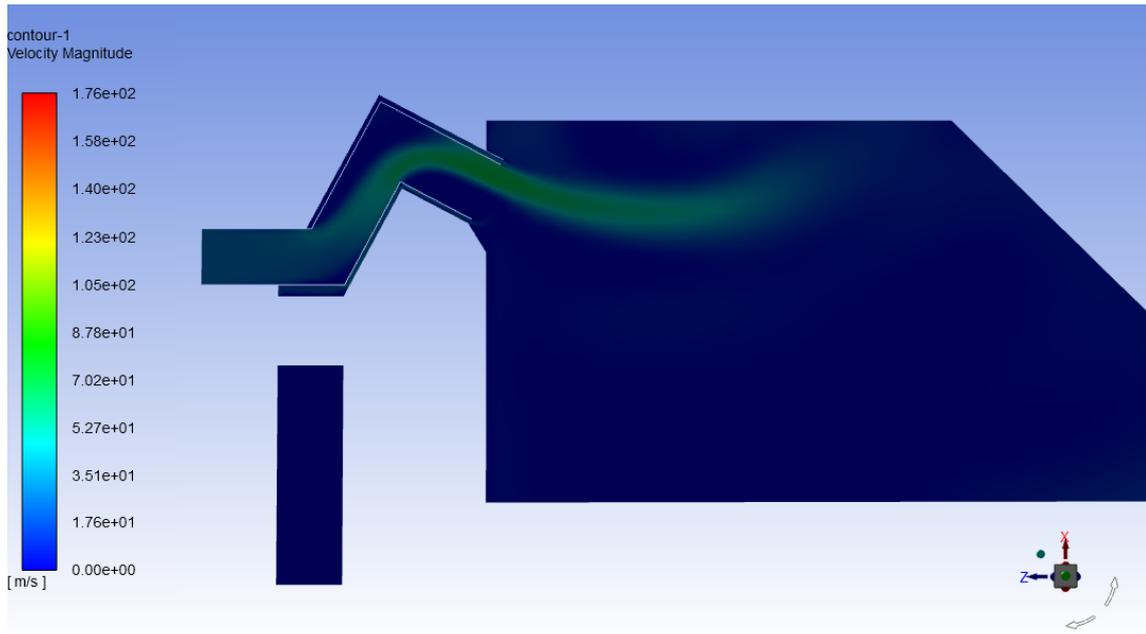


Figura 18: Velocidade do duto do gás de entrada inferior com escala até 176 m/s.

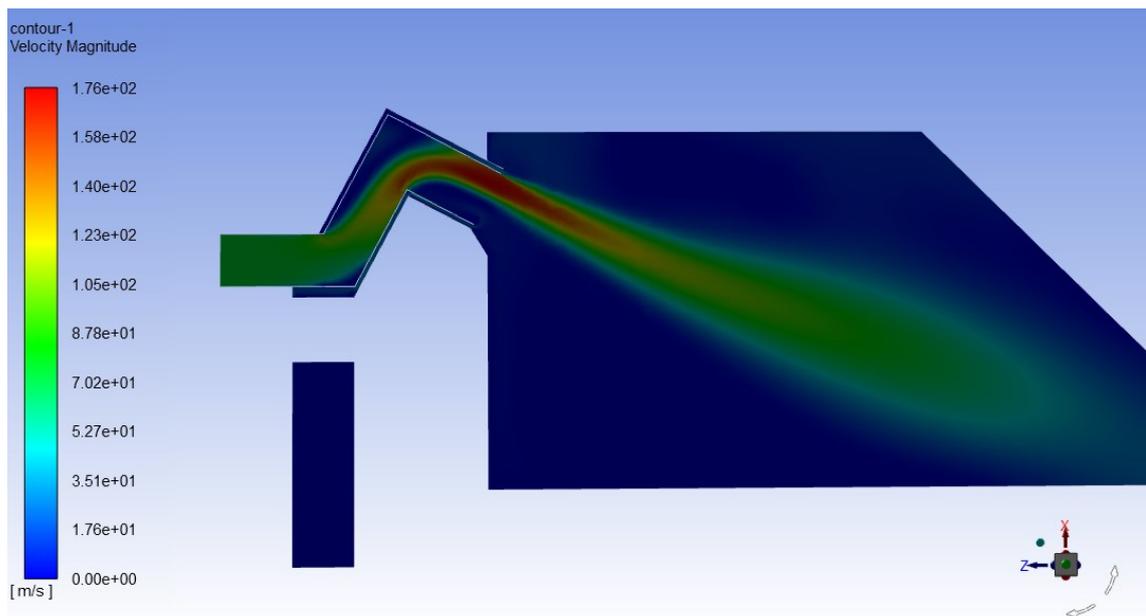


Figura 19: Velocidade do duto do gás de entrada superior com escala até 176 m/s.

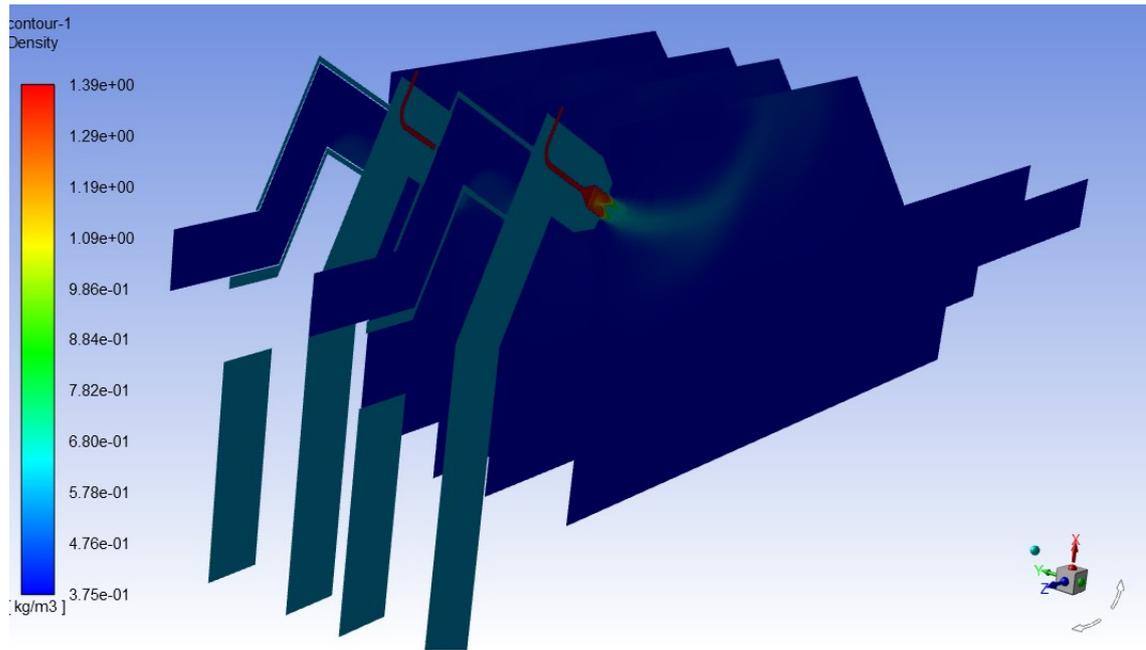


Figura 20: Massa específica dos gases em uma vista isométrica.

Tabela 4 – Velocidade de Entrada de cada duto.

	Duto de Gás CO Superior	Duto de Gás CO Inferior	Entrada de Ar	Queimador Suplementar Superior	Queimador Suplementar Inferior
Velocidade Média	79,65	35,3	6.73	61,01	35,5

4.3 Resultados da Simulação 90/10

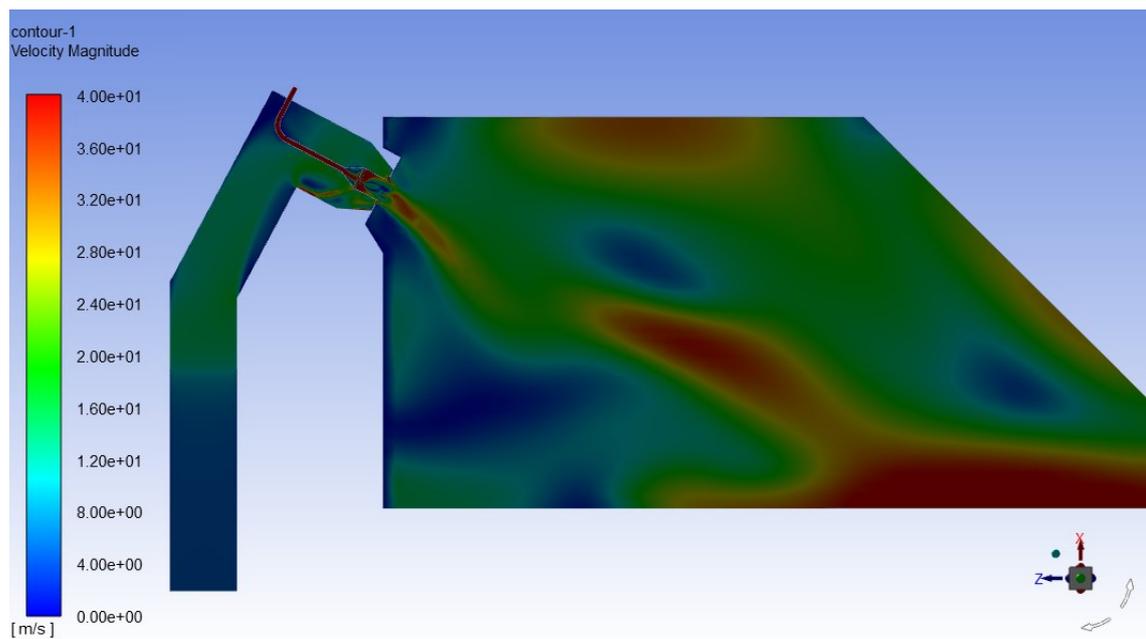


Figura 21: Velocidade no duto de ar e gás suplementar superior, com escala até 40 m/s.

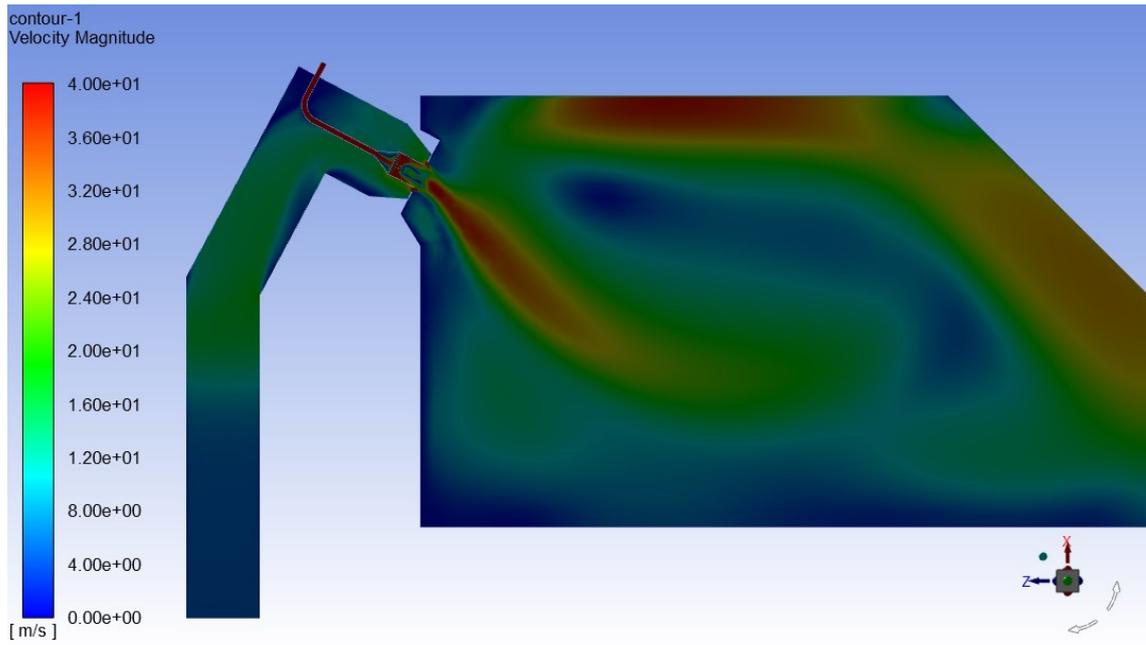


Figura 22: Velocidade no duto de ar e gás suplementar inferior, com escala até 40 m/s.



Figura 23: Velocidade do duto do gás de entrada inferior com escala até 224.69 m/s.

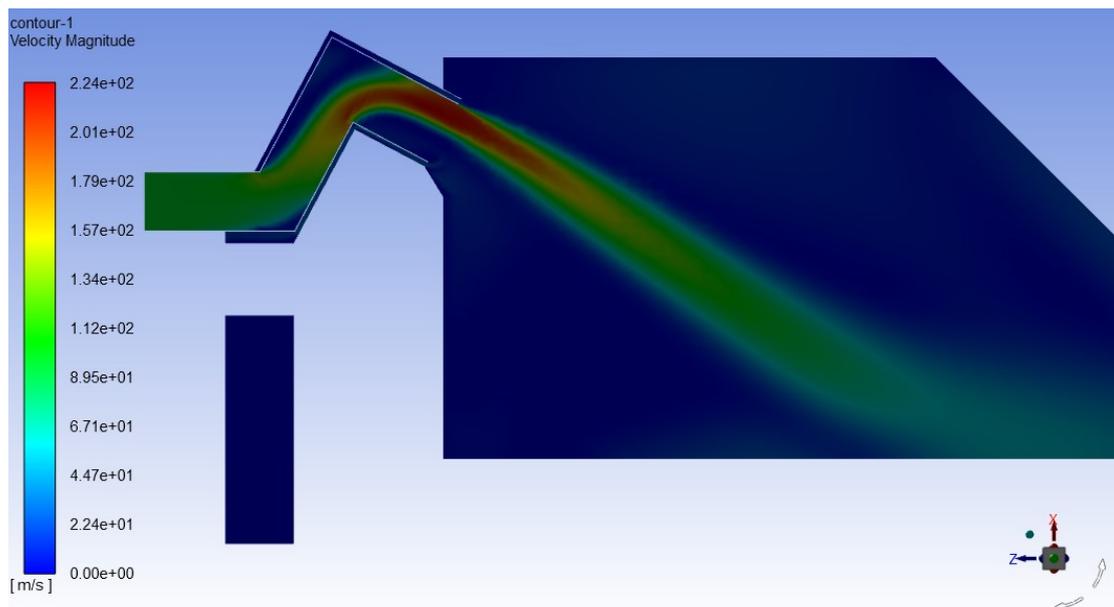


Figura 24: Velocidade do duto do gás de entrada superior com escala até 224.69 m/s.

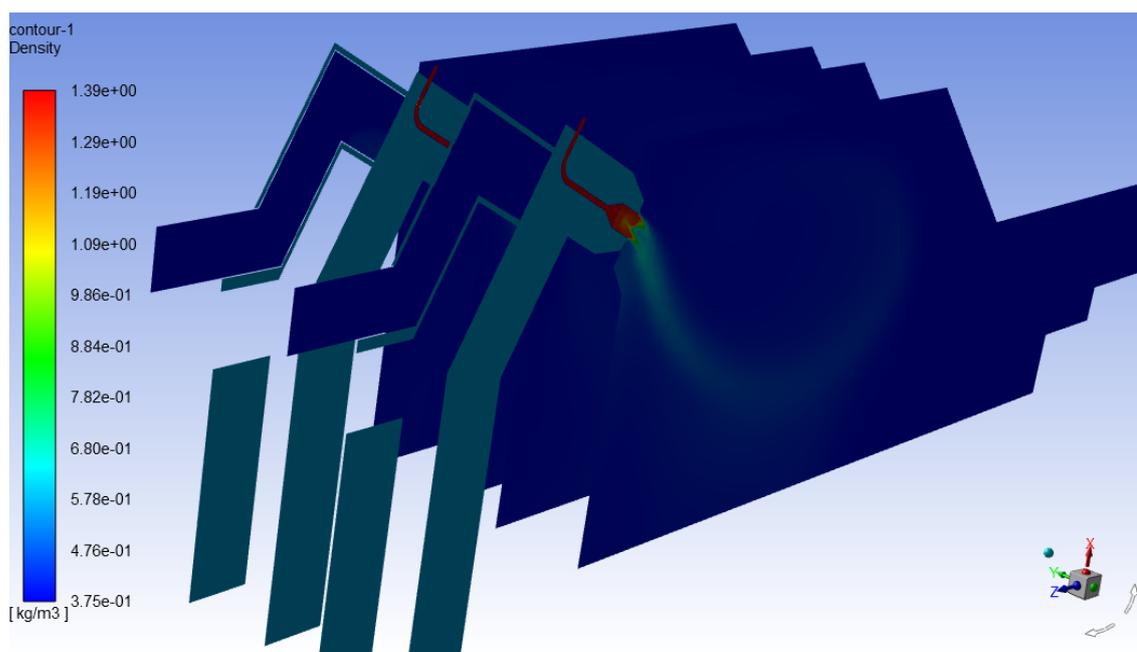


Figura 25: Massa específica dos gases.

Tabela 5 – Velocidade de Entrada de cada duto.

	Duto de Gás CO Superior	Duto de Gás CO Inferior	Entrada de Ar	Queimador Suplementar Superior	Queimador Suplementar Inferior
Velocidade Média (m/s)	102,92	10,5	6,73	61,01	35,5



5. Conclusão

Vemos nas figuras apresentadas nas seções 4.1, 4.2 e 4.3, o desenvolvimento da velocidade dentro dos dutos, que são 3 como já mencionados, o duto de ar, o duto de gás que vem de uma caldeira anterior à está que está sendo simulada, e os dutos do gás suplementar que são os de menor área em relação a seção transversal. Observamos que a velocidade aumenta nos dutos do gás principal de entrada que possuem maior vazão, e isso se dá porque a área de seção permanece constante, a velocidade deve aumentar para a maior vazão setada em cada simulação nos dutos inferiores, já nos superiores a velocidade diminui e isso porque a vazão também diminuiu.

Podemos observar também que a massa específica dos gases nos dutos de ar, do gás suplementar a massa específica tende a ser maior do que nos dutos de CO, um dos motivos para isso é a temperatura que esses gases entram em cada duto, o ar e os gases do queimador suplementar estão em temperaturas inferiores aos dutos de CO, isso faz com que a massa específica do ar e do queimador suplementar tenham valores maiores.

Outro ponto a se observar é a velocidade, as velocidades apresentadas na seção 4, estão com a escala ajustadas para melhor visualização dos gradientes. Alguns pontos exibidos pelo software não fazem sentido físico, chegando a valores altos, o que pode gerar erros na simulação. Quando plotados esses pontos, eles não são visíveis na escala, isso porque são pontos infinitesimais gerados em algum nó da malha, sendo assim para melhores resultados uma malha mais refinada pode ser requerida, gerando um custo computacional maior. Os valores mais altos da velocidade são no queimador suplementar, isso porque, a área diminui bastante fazendo com que a velocidade dos gases aumente para que haja conservação da vazão, assim esse ponto pode requerer uma malha mais refinada.



Referências

ADRIANO, T, Avaliação Numérica e Experimental de um Veículo de Competição de Milhagem. Dissertação de Mestrado da Escola Politécnica de São Paulo, 2011.

AMBRUS, J; Volumes finitos utilizando aproximações de múltiplos pontos aplicados à simulação numérica de reservatórios de petróleo.

ANSYS FLUENT THEORY GUIDE, Version 15; Ansys Inc 2013

ANSYS FLUENT, Ansys fluente they guide: Version 12.0. Ansys Inc 2009.

DANIEL, N. Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas; Departamento de Matemática Aplicada; Faculdade de Ciência da Universidade do Porto 2007

EDUARDO, L.; MALLMANN, N. Simulação Computacional de um escoamento Turbulento de um Fluido Incompressível em um Venturi, 2009, p. 96-97 .

FABIANO, E; Investigação de técnicas para o acompanhamento do desgaste de um par engrenado utilizando tribologia e análise da resposta dinâmica processada via função densidade probabilidade beta, Dissertação de Mestrado, UNESP, 2015.

FERNANDO, L; Identificação da presença e da intensidade das interações entre radiação e turbulência em um problema de escoamento interno não reativo; Universidade Federal do Rio Grande do Sul; Departamento de Engenharia Mecânica, Monografia 2017.

FERZIGER, J. H E PERIC, M. Computational methods for fluid dynamics, SpringerVerlag(1996).

FRANK M. WHITE. Mecânica dos Fluidos . 6º edição, Porto Alegre 2011

HALLIDAY, D.; RESNICK R.; WALKER, J. Fundamentos da Física: Mecânica. 7.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2006. 372 p



KAZU, F; Modelagem Matemática em Obras Hidráulicas; Dissertação de Mestrado, Ciências Tecnológicas da Universidade Federal do Paraná; Curitiba 2005.

LUIZ, E; Verificação de soluções numéricas de escoamentos laminares obtidas com o método dos volumes finitos e malhas não-estruturadas, Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Paraná, 2004.

MALISKA, C. R. Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional, Livros Técnicos e Científicos Editora (1995).

SILVA, D. G. Diagnóstico de falha em redutores de velocidade submetido à variação de potência. 2001. 229 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2001.

SILVA V. FERREIRA. Um experimento simples para mostrar a conservação de movimento linear, Revista do Professor de Física, Brasília, Volume 2, n 1, 2018.

SINVAL, P; Análise da Transferência de Calor acoplada por Condução e Radiação em Meios Semitransparentes com aplicação ao método flash; Dissertação, 2013.

T.H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. A new k-e eddy viscosity model for high:reynolds number turbulent flows. Computers and Fluids, 24(3):227–238, 1995.

YUNUS A. ÇENGEL. Mecânica do Fluidos: Fundamentos e Aplicações. 1º Edição. São Paulo: Vila Anastásio. 2007