



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

**FÁBIO MIOTTO**

**ESTUDO DE UM MISTURADOR DE CORRENTES TÉRMICAS DE  
GASES: CONSTRUÇÃO DE UM PROTÓTIPO COM ANÁLISE DE  
MODELAGEM E SIMULAÇÃO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr. Marinho Bastos Quadri

Florianópolis  
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor através do  
Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Miotto, Fábio

ESTUDO DE UM MISTURADOR DE CORRENTES TÉRMICAS DE GASES:  
CONSTRUÇÃO DE UM PROTÓTIPO COM ANÁLISE DE MODELAGEM E  
SIMULAÇÃO / Fábio Miotto ; orientador, Marinho Bastos  
Quadri - Florianópolis, SC, 2015.

162 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Química.

Inclui referências

1. Engenharia Química. 2. Misturador estático de gases:  
experimental, modelagem e simulação. 3. Escoamento não  
isotérmico. 4. Fluidodinâmica computacional (CFD). 5.  
Recuperador de energia térmica. I. Quadri, Marinho  
Bastos. II. Universidade Federal de Santa Catarina.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. III. Título.

Fábio Miotto

**ESTUDO DE UM MISTURADOR DE CORRENTES TÉRMICAS  
DE GASES: CONSTRUÇÃO DE UM PROTÓTIPO COM  
ANÁLISE DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Química.

Florianópolis, 16 de março de 2015.

---

Prof. Ricardo Antônio Francisco Machado, Dr.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Marinho Bastos Quadri, Dr.  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Antônio Augusto Ulson de Souza, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Max Hering de Queiroz, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Sistemas Porosos (LASIPO) do Departamento de Engenharia Química e Engenharia de Alimentos, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Contou com o apoio financeiro do programa: **PRH-ANP/MCT N° 34: Formação de Engenheiros nas Áreas de Automação, Controle e Instrumentação para a Indústria do Petróleo e Gás.**

Dedico este trabalho à minha esposa Suelen, à meu filho Tobias, às minhas irmãs Andréa e Bruna e aos meus pais Reinaldo e Carmen.



## AGRADECIMENTOS

À Deus, pela vida, por ser tão bom comigo, e por permitir ser tão feliz ao lado das pessoas que tanto amo. Sou eternamente grato e sei que És, com certeza, O mais importante da minha vida.

À Agência Nacional do Petróleo – ANP, pelo apoio financeiro prestado por intermédio de seu Programa de Recursos Humanos para Formação de Engenheiros no Setor de Petróleo e Gás – PRH34.

À UFSC por fornecer o ensino e a estrutura.

Ao Professor Marinho Bastos Quadri, por toda sabedoria, conhecimento, orientação e sobretudo amizade, que foram fundamentais para o desenvolvimento dos trabalhos.

À banca: prof. Dr. Antônio Augusto Ulson de Souza; prof. Dr. Max Hering de Queiroz; prof. Dr. Vicente de Paulo Nicolau. Pela disponibilidade, contribuição e polimento final neste trabalho.

Aos meus Professores da Educação Básica, Ensino Médio, Graduação, Pós graduação e Mestrado pelo incentivo e todo o conhecimento e experiência transmitidos.

À minha amada esposa Suelen Cantelli Branco Miotto por estar sempre ao meu lado, ser tão amável, compreensiva, cuidadosa, ética, enfim, fazer com que minha vida e do Tobias seja tão feliz e abençoada.

Ao meu filho Tobias Branco Miotto, que mesmo tão pequenino, se fez tão presente e faz com que eu o ame com todas as minhas forças, tem uma mãozinha dele nessa dissertação e é uma das razões da minha vida.

Ao meu pai, Reinaldo Miotto, por ser a referência de caráter e determinação. Por estar ao meu lado nos momentos mais difíceis. Que Deus abençoe sua vida e lhe dê saúde e felicidade.

À minha mãe, Carmen de Marchi Miotto, por ser referência de bondade, amor e compreensão, sempre meu porto seguro. Que Deus sempre abençoe sua vida e lhe dê saúde e felicidade.

À minha Irmã Andréa Miotto Borsatto, que tanto me ensinou, juntamente com a minha sobrinha e afilhada Gabriela Borsatto, de quem sinto tantas saudades por estar longe, e meu cunhado Leônidas Borsatto.

À minha irmã Bruna Miotto, mesmo estando distante, amo tanto, e sinto tanta saudade, tenho certeza que tem um futuro brilhante à espera.

Aos meus sogros Saulo e Teresinha, juntamente com meu cunhado Wellington e minha cunhada Dielen, por tudo que nos tem ajudado.

Ao amigo Diego Ferro, que tive o prazer de conhecer e constituir esta amizade tão sólida e verdadeira.

Aos colegas Camila, Deisi, Taysnara, Ianto, Seldis e todos do laboratório LASIPO, pela ajuda e amizade nesses dois ótimos anos.



Têm coisas que tem seu valor  
Avaliado em quilates, em cifras e fins  
E outras não têm o apreço  
Nem pagam o preço que valem pra mim.  
(Gujo Teixeira e Luiz Marengo, 2001)



## RESUMO

O tratamento de energia térmica de gases, realizado por meio de recuperadores de calor em chaminés, fornos ou equipamentos aquecidos, tem se tornado uma alternativa importante na redução do consumo de combustíveis nas indústrias. A modelagem numérica com fluidodinâmica computacional (CFD), realizada através do software COMSOL *Multiphysics*® que utiliza elementos finitos na discretização do domínio, é utilizada para prever o perfil de velocidades e temperaturas no misturador. O escoamento compressível no misturador é governado pela equação da continuidade, de Navier Stokes da quantidade de movimento e da equação da conservação da energia. Neste trabalho os escoamentos turbulentos são preditos pelos modelos de turbulência k-ε, já o escoamento não isotérmico em meio poroso, através das equações de Brinkman. Desenvolveu-se um protótipo misturador de gases com características modulares e flexíveis, composto por um cilindro com uma injeção de ar quente em uma das extremidades e uma injeção lateral de ar a temperatura ambiente, formando um ângulo de 90°, a saída está disposta no lado oposto. Nos procedimentos experimentais observa-se variação de parâmetros de velocidade de injeção de ar a temperatura ambiente e ar aquecido, de  $0,5 \leq \mathbf{u} \leq 2,5$  m/s, em três diferentes temperaturas. Um longo transiente de temperatura com 55 min de duração e sucessivas perturbações na vazão é imposto no estabelecimento da corrente quente. Perturbações laminares do tipo segregado, *vórtex* e de imersão são percebidas nos modelos laminares. O incremento na velocidades de injeção dos fluidos desenvolvem uma proporcional melhora no contato entre as camadas os fluidos. Regiões isotérmicas estendidas, desenvolvidas por camadas laminares de fluido, são formadas em baixas velocidades de injeção. A reprodução dos dados experimentais pelo modelo tem desvios menores que 10 °C em módulo para velocidades de fluido frio maiores que 1,0 m/s. A qualidade da mistura, avaliada pelo estudo das curvas de isovalores de temperaturas na saída do modelo, mostra-se proporcional ao aumento das velocidades de injeção. A introdução de um meio fibroso, composto por fibra de vidro na câmara de mistura, apresenta-se como alternativa significativa para a melhoria da eficiência de mistura e incremento da inercia térmica em regimes de baixas velocidades de injeção.

**Palavras-chave:** Fluidodinâmica computacional (CFD). Misturador de gases. COMSOL *Multiphysics*®. Recuperador de energia térmica. Escoamento não isotérmico.



## ABSTRACT

Thermal energy handling performed by heat exchangers on chimneys, kilns or heated machinery have become an important alternative at the reduction of fuel at industries. The numeric modelling with computational fluid dynamics (CFD) performed by the software COMSOL Multiphysics®, which uses finite elements at the domain's discretization, is used to predict the velocities and temperatures' profile at the mixer. The compressible flow at the mixer is governed by the continuity, Navier Stokes' momentum and energy conservation's equations. At this work, turbulent flows are predicted by the turbulence models  $k-\varepsilon$ , unlike the porous media non-isothermal flow, which is predicted by Brinkman's equations. A modular and flexible gas mixer prototype was developed, which is composed by a cylinder with hot air injection on one extremity and a lateral injection of ambient air, forming a 90-degree angle, the exit was put at the opposite side. On the experimental procedures were observed of inlet air velocity at ambient temperature and heated air, from  $0.5 \leq \mathbf{u} \leq 2.5$  m/s, at three different temperatures. A long transient of temperature 55 minutes long and successive perturbations at the flow is imposed at the hot air establishment. Laminar disturbances from the segregated, vortex and immersion types are observed in the laminar models. The flows inlet velocities' increasing develop a proportional improvement at the contact between the fluids' layers. Extended isothermal regions developed by fluid's laminar layers are formed at low speed of injection. The experimental data's reproduction by the model has deviations less than 10 °C in module for cold air's velocities higher than 1.0 m/s. The mixing quality, evaluated by the isovalue curves' study of temperatures at the model's outlet, shows itself proportional to the injection velocities' rise. The admission of fibrous media, consisting on glass fiber at the mixing chamber, presents itself as significant alternative to the improvement of mixing efficiency and increase of thermal inertia for low speed of injection.

**Keywords:** Computational Fluid Dynamics (CFD). Gas mixer. COMSOL *Multiphysics*®. Recovery of energy. Non-isothermal flow.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Misturador de jatos cruzados.....	34
Figura 2 - Misturador/reator de jato oposto: a) geometria cilíndrica. b) Geometria prismática. ....	35
Figura 3 - Injetores de fluido / misturador compacto: a) Sulzer CompaX. b) Kenics UltraTab. c) Injetor 3D.....	36
Figura 4 - Misturador Kenics KM.....	37
Figura 5 - Misturador HSM-H.....	37
Figura 6 - Misturador estático HSM-L.....	38
Figura 7 – Resultado do misturador Kenics.....	38
Figura 8 - Monotubo mixer/trocador de calor Tipo SMXL™.....	39
Figura 9 - Número de Nusselt para misturadores estáticos e tubo vazio em função do número de Peclet.....	53
Figura 10 - Corte esquemático da parede do misturador.....	55
Figura 11 - Tipos de elementos finitos.....	58
Figura 12 - Elemento típico triangular de um domínio bidimensional $\Omega$ nas coordenadas (x, y).....	59
Figura 13 - Graus de liberdade: (a) de um ponto; (b) de um corpo rígido.....	59
Figura 14 - Refinamento sucessivo de malha: a) Geometria. b) Malha grosseira. c) Malha fina.....	60
Figura 15 - Representação da discretização do domínio (malha) de um misturador.....	61
Figura 16 - Geometria do misturador.....	64
Figura 17 - Primeira malha testada para escoamento laminar.....	66
Figura 18 - Qualidade da primeira malha testada para escoamento laminar.....	67
Figura 19 - Segunda malha testada para escoamento laminar.....	68
Figura 20 - Qualidade da segunda malha testada para escoamento laminar.....	69
Figura 21 - Terceira malha testada para escoamento laminar.....	70
Figura 22 - Qualidade da terceira malha testada para escoamento laminar.....	71
Figura 23 - Malha utilizada para escoamento turbulento.....	72
Figura 24 - Qualidade da malha utilizada para escoamento turbulento.....	73
Figura 25 - Malha utilizada para escoamento poroso.....	74
Figura 26 - Qualidade da malha utilizada para escoamento poroso.....	74
Figura 27 - Condições de contorno para o escoamento livre.....	80
Figura 28 - Condições de contorno para o misturador poroso.....	82
Figura 29 - Termopar tipo K.....	84
Figura 30 - Curva de tempo x temperatura do termopar tipo K utilizado.....	85
Figura 31 - Sensores de vazão utilizados.....	86
Figura 32 - Módulo de aquisição de dados.....	87
Figura 33 – Forno de aquecimento com serpentina.....	88
Figura 34 – Misturador de gases.....	89
Figura 35 - Bancada experimental completa.....	90
Figura 36 – Variação da temperatura do ar quente de acordo com velocidade de injeção. Temperatura alta em Tq.....	95

Figura 37 - Variação da temperatura da exaustão do misturador de acordo com a velocidade de injeção de ar quente. Temperatura alta em $T_q$ .....	97
Figura 38 - Variação da temperatura de injeção e de exaustão $u_q = 1,5$ m/s. Variação da velocidade de injeção de fluido quente de acordo com a temperatura. Variação programada da velocidade de injeção de fluido frio. Temperatura intermediária em $T_q$ .....	98
Figura 39 - Variação da temperatura de injeção $T_q$ . $u_q = 1,5$ m/s. ....	99
Figura 40 - Variação da temperatura de exaustão do misturador de acordo com a temperatura de injeção $T_q$ . $u_q = 1,5$ m/s. ....	100
Figura 41 – Variação da temperatura ao longo do misturador. Temperatura intermediária em $T_q$ . $u_q = 1,5$ m/s. ....	101
Figura 42 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão com injeção de fluido a temperatura ambiente $u_r = 0,5$ m/s e sem injeção de fluido frio $u_r = 0,0$ m/s. Temperatura baixa em $T_q$ . $u_q = 1,0$ m/s. ....	102
Figura 43 – Variação da temperatura de exaustão com e sem adição de meio poroso. Temperatura baixa em $T_q$ , $u_q = 1,0$ m/s. ....	103
Figura 44 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura alta em $T_q$ , $u_q = 0,5$ m/s, simulação transiente. ....	104
Figura 45 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura intermediária em $T_q$ , $u_q = 0,5$ m/s, simulação transiente. ....	105
Figura 46 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão temperatura baixa em $T_q$ , $u_q = 0,5$ m/s simulação transiente. ....	106
Figura 47 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura intermediária em $T_q$ , $u_q = 1,5$ m/s, simulação transiente. ....	107
Figura 48 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura intermediária em $T_q$ , $u_q = 2,5$ m/s, simulações estacionárias. ....	108
Figura 49 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura alta em $T_q$ , $u_q = 2,5$ m/s, simulações estacionárias. ....	108
Figura 50 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão temperatura baixa em $T_q$ , $u_q = 2,5$ m/s, simulações estacionárias. ....	109
Figura 51 – Variação da temperatura de exaustão com adição de meio poroso, experimental <i>versus</i> simulado. Temperatura baixa em $T_q$ , $u_q = 1,0$ m/s. ....	110
Figura 52 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s, $u_r = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em $T_q$ .....	111
Figura 53 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 1,0$ m/s, $u_r = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em $T_q$ .....	112
Figura 54 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 1,5$ m/s, $u_r = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em $T_q$ .....	113
Figura 55 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 2,0$ m/s, $u_r = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em $T_q$ .....	113
Figura 56 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 2,5$ m/s, $u_r = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em $T_q$ .....	114
Figura 57 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s, $u_r = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em $T_q$ .....	115

Figura 58 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 1,0$ m/s, $u_f = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	115
Figura 59 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 1,5$ m/s, $u_f = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	116
Figura 60 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 2,0$ m/s, $u_f = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	116
Figura 61 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q = 2,5$ m/s, $u_f = 2,0$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	117
Figura 62 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido frio de 2,0 m/s e temperatura intermediária em Tq. a) $u_q = 0,5$ m/s, b) $u_q = 1,0$ m/s, c) $u_q = 1,5$ m/s, d) $u_q = 2,0$ m/s, e) $u_q = 2,5$ m/s. ....	118
Figura 63 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio $u_f = 0,5$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	120
Figura 64 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio $u_f = 1,0$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	120
Figura 65 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio $u_f = 1,5$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	121
Figura 66 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio $u_f = 2,0$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	121
Figura 67 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio $u_f = 2,5$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	122
Figura 68 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio $u_f = 0,5$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	122
Figura 69 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio $u_f = 1,0$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	123
Figura 70 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio $u_f = 1,5$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	123
Figura 71 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio $u_f = 2,0$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	124
Figura 72 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio $u_f = 2,5$ m/s, $u_q = 2,5$ m/s, temperatura intermediária em Tq.....	124
Figura 73 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q=2,5$ m/s e temperatura intermediária em Tq. a) $u_f = 0,5$ m/s, b) $u_f = 1,0$ m/s, c) $u_f = 1,5$ m/s, d) $u_f = 2,0$ m/s, e) $u_f = 2,5$ m/s, simulação turbulenta estacionária. ....	125
Figura 74 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q=0,5$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f=0,5$ m/s. Temperatura alta em Tq. Transiente inicial a) $t=0$ , b) $t=5$ min, c) $t=10$ min, d) $t=20$ min, e) $t=30$ min. ....	127
Figura 75 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente $u_q=0,5$ m/s. Temperatura alta em Tq. a) $t=35$ min e $u_f=1,0$ m/s, b) $t=40$ min e $u_f=1,5$ m/s, c) $t=45$ min e $u_f=2,0$ m/s, d) $t=50$ min e $u_f=2,5$ m/s, e) $t=55$ min e $u_f=0,5$ m/s.....	129
Figura 76 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q=0,5$ m/s e velocidade de fluido frio $u_f=0,5$ m/s. Temperatura alta em	

Tq. Transiente inicial a) $t=0$ , b) $t=5$ min, c) $t=10$ min, d) $t=20$ min, e) $t=30$ min.	
.....	131
Figura 77 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente $u_q=0,5$ m/s. Temperatura alta em Tq. a) $t=35$ min e $u_r=1,0$ m/s, b) $t=40$ min e $u_r=1,5$ m/s, c) $t=45$ min e $u_r=2,0$ m/s, d) $t=50$ min e $u_r=2,5$ m/s, e) $t=55$ min e $u_r=0,5$ m/s.	133
Figura 78 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 0,5 m/s e velocidade de fluido frio de 0,5 m/s. Temperatura alta em Tq. Transiente inicial a) $t=0$ , b) $t=5$ min, c) $t=10$ min, d) $t=20$ min, e) $t=30$ min.	134
Figura 79 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 0,5 m/s. Temperatura alta em Tq a) $t=35$ min e $u_r = 1,0$ m/s, b) $t=40$ min e $u_r = 1,5$ m/s, c) $t=45$ min e $u_r = 2,0$ m/s, d) $t=50$ min e $u_r = 2,5$ m/s, e) $t=55$ min e $u_r = 0,5$ m/s.	136
Figura 80 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de injeção de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s e velocidade de injeção de fluido frio $u_r = 1,0$ m/s. a) temperatura alta em Tq e $T = 367$ °C; b) temperatura intermediária em Tq e $T = 209$ °C e; c) temperatura baixa em Tq e $T = 145$ °C. Simulação laminar transiente.	138
Figura 81 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de injeção de fluido quente $u_q = 2,0$ m/s e velocidade de injeção de fluido frio $u_r = 2,5$ m/s. a) temperatura alta em Tq e $T = 408$ °C; b) temperatura intermediária em Tq e $T = 243$ °C e; c) temperatura baixa em Tq e $T = 173$ °C. Simulação turbulenta estacionária.	139
Figura 82 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s e velocidade de injeção de fluido frio $u_r = 1,0$ m/s. a) temperatura alta em Tq e $T = 367$ °C; b) temperatura intermediária em Tq e $T = 209$ °C e; c) temperatura baixa em Tq e $T = 145$ °C. Simulação laminar transiente.	140
Figura 83 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente $u_q = 2,0$ m/s e velocidade de injeção de fluido frio $u_r = 2,5$ m/s. a) temperatura alta em Tq e $T = 408$ °C; b) temperatura intermediária em Tq e $T = 243$ °C e; c) temperatura baixa em Tq e $T = 173$ °C. Simulação turbulenta estacionária.	141
Figura 84 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente $u_q = 0,5$ m/s e velocidade de injeção de fluido frio $u_r = 1,0$ m/s. a) temperatura alta em Tq e $T = 367$ °C; b) temperatura intermediária em Tq e $T = 209$ °C e; c) temperatura baixa em Tq e $T = 145$ °C. Simulação laminar transiente.	142
Figura 85 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente $u_q = 2,0$ m/s e velocidade de injeção de fluido frio $u_r = 2,5$ m/s. a) temperatura alta em Tq e $T = 408$ °C; b) temperatura intermediária em Tq e $T = 243$ °C e; c) temperatura baixa em Tq e $T = 173$ °C. Simulação turbulenta estacionária.	143

Figura 86 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente de 1,0 m/s. a) t=10 min e $u_r = 0,5$ m/s, b) t=30 min e $u_r = 0,5$ m/s, c) t=45 min e $u_r = 2,0$ m/s com meio poroso. Temperatura baixa em Tq. ....	144
Figura 87 – Campo de Temperatura [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 1,0 m/s. a) t=10 min e $u_r = 0,5$ m/s, b) t=30 min e $u_r = 0,5$ m/s, c) t=45 min e $u_r = 2,0$ m/s, com meio poroso. Temperatura baixa em Tq. ....	145
Figura 88 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 1,0 m/s. a) t=10 min e $u_r = 0,5$ m/s, b) t=30 min e $u_r = 0,5$ m/s, c) t=45 min e $u_r = 2,0$ m/s, com meio poroso. Temperatura baixa em Tq. ....	146
Figura 89 – Fluxograma de informação para desenvolvimento do projeto.....	162



## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Constantes para o modelo turbulento $k-\epsilon$ .....	45
Quadro 2 - Velocidade de injeção de fluido frio. ....	78
Quadro 3 – Parâmetros da equação ajustada para função de temperatura. ....	79
Quadro 4 – Condições para cada simulação turbulenta. ....	81
Quadro 5 - Parâmetros da equação ajustada para função de temperatura. ....	83
Quadro 6 - Relação de experimentos para escoamento livre. ....	92
Quadro 7 - Experimento com adição de meio poroso, temperatura $T_q$ baixa. ....	93
Quadro 8 - Variação média da temperatura com a temperatura de injeção $T_q$ . $u_q = 1,5$ m/s.....	100



## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

GNV - Gás Natural Veicular  
PLIF - Planar Laser Induced Fluorescence  
CFD - Computational Fluid Dynamics  
GLP - Gás Liquefeito de Petróleo  
MEF - Método dos Elementos Finitos  
MVF - Métodos dos Volumes Finitos  
EDP - Equação Diferencial Parcial



## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidade</b>
T	Temperatura	[K] ou [°C]
Re	Número de Reynolds	Adimensional
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b>u</b>	Vetor velocidade	[m/s]
D	Diâmetro	[m]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[Pa·s]
t	Tempo	[s]
p	Pressão	[Pa]
I	Matriz identidade	-
$\tau$	Tensor de tensões viscosas	[Pa]
F	Vetor de força de volume	[N/m <sup>3</sup> ]
S	Tensor da velocidade de carregamento	[m/s]
T	Matriz transposta	-
$\mu_T$	Viscosidade turbulenta	[Pa·s]
k	Condutividade térmica do fluido	[W/(m·K)]
$C_\mu$	Constante	0,09
$\varepsilon$	Taxa de dissipação turbulenta	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
k	Energia cinética turbulenta	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\sigma_\varepsilon$	Constante do modelo k- $\varepsilon$	1,0
$P_k$	Termo de produção energia cinética	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\sigma_\varepsilon$	Constante do modelo k- $\varepsilon$	1,3
$C_{\varepsilon 1}$	Constante do modelo k- $\varepsilon$	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	Constante do modelo k- $\varepsilon$	1,92
$\delta_W$	Espessura da camada limite	[m]
$\sigma$	Tensor de forças viscosas	[Pa]
$u_\tau$	Velocidade de atrito	[m/s]
$k_v$	Constante de von Kàrman	0,41
$\delta_w^+$	Distância da parede da subcamada	[m]
B	Constante	5.2
$\delta_W$	Distância da parede	[m]
$\varepsilon_p$	Porosidade	[0 ≤ $\varepsilon_p$ ≤ 1]
Q <sub>br</sub>	Fonte de massa ou dissipador de massa	[kg/(m <sup>3</sup> .s)]
$\beta_F$	Coefficiente de arraste de Forchheimer	[kg/m <sup>4</sup> ]
K	Tensor permeabilidade do meio poroso	[m <sup>2</sup> ]
<b>q</b>	Vetor de fluxo de calor	[W/m <sup>2</sup> ]
$C_p$	Calor específico a p cte	[J/(kg.K)]
Q	Fontes de calor	[W/m <sup>3</sup> ]

$(\rho C_p)_{\text{eff}}$	Capacidade volumétrica de calor efetivo	[J/(m <sup>3</sup> .K)]
$k_{\text{eff}}$	Condutividade térmica efetiva do meio	[W/(m.K)]
$\theta_p$	Fração de volume de sólido fibroso	[0 ≤ $\theta_p$ ≤ 1]
$\rho_p$	Densidade do meio poroso	[kg/m <sup>3</sup> ]
$C_{p,p}$	Calor específico a pressão constante	[J/(kg.K)]
$k_p$	Condutividade térmica do meio poroso	[W/(m.K)]
$\theta_g$	Fração de volume de gás	[0 ≤ $\theta_L$ ≤ 1]
$p_A$	Pressão do ar	[Pa]
$u_q$	Velocidade inicial de injeção de ar quente	[m/s]
$R$	Constante universal dos gases perfeitos	[J/(kg.K)]
$\dot{m}_i$	Vazão mássica em $i$	[kg/s]
$A_i$	Área em $i$	[m <sup>2</sup> ]
$r$	Raio do cilindro	[m]
$Re$	Número de Reynolds	Adimensional
$Pr$	Número de Prandtl	Adimensional
$Nu$	Número de Nusselt	Adimensional
$D_t$	Diâmetro do cilindro	[m]
$L$	Comprimento do cilindro	[m]
$Pe$	Número de Peclet	Adimensional
$h$	Coefficiente convectivo	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$Gr$	Número de Grashof	Adimensional
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$\beta$	Coefficiente de dilatação térmica	[1/K]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$Ra$	Número de Rayleigh	Adimensional
$R_{\text{Conv}}$	Resistência a convecção	[(m <sup>2</sup> K)/W]
$R_{\text{Cond}}$	Resistência a condução	[(m <sup>2</sup> K)/W]
$T_\infty$	Temperatura ambiente	[K]
$\dot{q}_{\text{total}}$	Fluxo de calor pelas paredes	[W/m <sup>2</sup> ]
$\gamma$	Constante de tempo do termopar	[s]
$\xi$	Atraso da resposta do termopar	[s]
$A_{\text{min}}$	Parâmetro mínimo da sigmoidal logistic5	Adimensional
$A_{\text{max}}$	Parâmetro máximo da sigmoidal logistic5	Adimensional
$c$	Passo da sigmoidal logistic5	Adimensional
$c_0$	Parâmetro da sigmoidal logistic5	Adimensional
$q$	Parâmetro da sigmoidal logistic5	Adimensional
$s$	Parâmetro da sigmoidal logistic5	Adimensional

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>29</b>
1.1 OBJETIVOS.....	31
1.1.1 Objetivo Geral.....	31
1.1.2 Objetivos Específicos.....	31
<b>2 REVISÃO DE LITERATURA.....</b>	<b>33</b>
2.1 ESTADO DA ARTE EM MISTURADORES ESTÁTICOS.....	33
2.1.1 Misturadores estáticos com jato de fluido.....	33
2.1.2 Misturadores estáticos estruturados.....	36
2.2 EFICIÊNCIA DE MISTURA.....	39
2.3 QUANTIDADE DE MOVIMENTO.....	40
2.3.1 Regime Laminar.....	41
2.3.2 Regime Turbulento.....	43
2.3.3 Escoamento livre em meio poroso.....	46
2.3.4 Propriedades físicas dos fluidos.....	47
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	48
2.4.1 Transferência de calor em fluidos.....	48
2.4.2 Transferência de calor em meio poroso.....	49
2.4.3 Propriedades físicas do fluido.....	50
2.4.4 Expansão dos gases.....	50
2.4.5 Números adimensionais e teoria das resistências.....	52
2.4.5.1 Convecção forçada.....	52
2.4.5.2 Convecção natural.....	53
2.4.5.3 Analogia com as resistências.....	54
2.5 MODELAGEM E SIMULAÇÃO.....	56
2.5.1 Fluxo laminar não isotérmico.....	57
2.5.2 Método dos Elementos Finitos.....	58
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>63</b>
3.1 MODELO.....	63
3.1.1 Geometria.....	63
3.1.2 Estudo da malha.....	65
3.1.2.1 Malha para escoamento laminar transiente.....	65
3.1.2.2 Malha para escoamento turbulento estacionário.....	71
3.1.2.3 Malha para escoamento livre conjugado com poroso.....	73
3.1.3 Equacionamento.....	75
3.1.3.1 Escoamento laminar transiente.....	75
3.1.3.2 Escoamento turbulento estacionário.....	75
3.1.3.3 Escoamento livre e em meio poroso transiente.....	76
3.1.4 Condições iniciais e de contorno.....	76
3.1.4.1 Escoamento laminar transiente.....	77
3.1.4.2 Escoamento turbulento estacionário.....	80
3.1.4.3 Escoamento em meio poroso.....	82
3.2 MÓDULO EXPERIMENTAL.....	83
3.2.1 Sensores de temperatura.....	84

<b>3.2.2 Sensores de vazão .....</b>	<b>86</b>
<b>3.2.3 Aquisição de dados .....</b>	<b>87</b>
<b>3.2.4 Forno de aquecimento .....</b>	<b>87</b>
<b>3.2.5 Misturador estático .....</b>	<b>88</b>
<b>3.2.6 Bancada experimental .....</b>	<b>89</b>
<b>3.2.7 Procedimento experimental.....</b>	<b>91</b>
<b>4 RESULTADOS .....</b>	<b>95</b>
<b>4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>95</b>
<b>4.1.1 Variação da velocidade de injeção de fluido quente .....</b>	<b>95</b>
<b>4.1.2 Variação da temperatura de injeção de fluido quente.....</b>	<b>98</b>
<b>4.1.3 Variação da temperatura ao longo do misturador.....</b>	<b>100</b>
<b>4.1.4 Influência da vazão de fluido frio .....</b>	<b>102</b>
<b>4.1.5 Inserção de meio poroso .....</b>	<b>103</b>
<b>4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO.....</b>	<b>104</b>
<b>4.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....</b>	<b>110</b>
<b>4.3.1 Variação da velocidade de injeção de fluido quente .....</b>	<b>111</b>
4.3.1.1 Quantidade de movimento.....	111
4.3.1.2 Transferência de calor .....	114
4.3.1.3 Eficiência da mistura.....	117
<b>4.3.2 Variação da velocidade de injeção de fluido frio.....</b>	<b>119</b>
4.3.2.1 Quantidade de movimento.....	119
4.3.2.2 Transferência de calor .....	122
4.3.2.3 Eficiência da Mistura.....	124
4.3.2.4 Estudo fluidodinâmico e térmico transiente laminar para baixas velocidades de injeção .....	126
<b>4.3.3 Variação da temperatura de injeção .....</b>	<b>137</b>
4.3.3.1 Quantidade de movimento.....	137
4.3.3.2 Transferência de calor .....	140
4.3.3.3 Eficiência da mistura .....	142
<b>4.3.4 Inserção de meio poroso .....</b>	<b>144</b>
<b>5 CONCLUSÃO.....</b>	<b>147</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>149</b>
<b>APÊNDICE A – PROPRIEDADES FÍSICAS, NÚMEROS ADIMENSIONAIS E COEFICIENTES DE TROCA TÉRMICA</b>	<b>157</b>
<b>APÊNDICE B – FLUXOGRAMA .....</b>	<b>162</b>

# 1 INTRODUÇÃO

A motivação pelo tema e demanda do projeto vêm de uma estreita relação entre a universidade e a indústria. O setor industrial busca atingir níveis de menor consumo de energia e, em consequência, aumento da eficiência e maximização dos lucros. Mais especificamente, uma empresa responsável pela distribuição do gás natural em Santa Catarina, inicialmente demanda o projeto junto à Universidade Federal de Santa Catarina, departamento de Engenharia Química, com a finalidade de redução do consumo de gás natural nas indústrias.

Com a redução do consumo de gás natural nas indústrias, aumenta a disponibilidade para destinos mais nobres, como é o caso da comercialização do gás em postos de combustíveis, Gás Natural Veicular (GNV). Com isso, ocorre uma redução de custos para as indústrias e um aumento do lucro da empresa distribuidora, dados que, quanto mais nobre maior o retorno financeiro decorrente.

Prates et al. (2006) destaca que, para as distribuidoras de gás, o segmento industrial possui margens mínimas de lucro. O mercado é desestimulado principalmente pelo baixo preço do óleo combustível e a necessidade de investimentos na troca ou adaptação dos equipamentos para a utilização de gás natural.

Atualmente, os segmentos de geração termoeletrica, cogeração de energia, veicular (GNV), residencial e comercial, têm se tornado as âncoras do desenvolvimento da indústria do gás. Desta forma, qualquer redução no consumo de gás natural nas indústrias pode ser considerado positivo, já que aumenta a oferta de gás para outros usos mais nobres e rentáveis (PRATES et al., 2006).

Caminoto et al. (2014) comenta que no cenário industrial, o termo “produção sustentável” se destaca no Brasil e no mundo. Glavic e Lukman (2007), definem "produção sustentável" como a criação de bens utilizando processos e sistemas que são menos poluentes, que conservem os recursos energéticos e naturais de forma economicamente viáveis.

A maioria dos atuais processos de produção nas indústrias utilizam recursos naturais não renováveis e recicláveis, raramente ocorre algum reaproveitamento de energia perdida, por exemplo em chaminés, fornos, caldeiras, entre outros (CAMIOTO et al., 2014). Com isso, o projeto abrange, não somente as indústrias atendidas pelos distribuidores de gás natural, mas também, cumpre com os requisitos relacionados com a produção sustentável, em particular, os relacionados com a melhoria da eficiência energética.

De acordo com Alvarez e Mota (2010), o consumo de energia da indústria é ineficiente. Alguns setores da indústria brasileira estão gastando cada vez mais energia para produzir a mesma quantidade de reais. O autor mostra ainda que a indústria nacional anda no sentido oposto ao perseguido pela maioria das indústrias mundiais: produzir mais sem aumentar o consumo de energia, ou seja, a intensidade energética no Brasil tem aumentado, enquanto no mundo todo ela tem sido reduzida.

A solução é investir em novos processos industriais, inovação tecnológica e equipamentos para resgate de energia perdida ou substituição de equipamentos por modelos mais eficientes e combinar isso com a oferta de produtos menos intensivos em energia (ALVAREZ; MOTA, 2010)

Muita energia térmica é desperdiçada nas indústrias, seja de gases de combustão, de fornos, compressores, secadores ou ainda por convecção natural em equipamentos aquecidos. Contudo, nestes equipamentos, pode haver muita variação de vazões e temperatura, inviabilizando a utilização da energia sem tratamento prévio. Os gases desprendidos de um secador à gás natural (360 °C), por exemplo, após tratamento adequado, podem ser utilizados em uma estufa de polimerização (140 °C a 160 °C) (COMGÁS, 2015).

Para o tratamento dos gases de exaustão ou correntes de ar quente se faz necessária uma solução mecatrônica: um sistema de controle acoplado ao recuperador de gases, para manter a temperatura da saída constante atuando com injeção de ar à temperatura ambiente dentro do misturador/recuperador.

Junior (2008) tem estudado a aplicação de misturadores estáticos, que podem conter elementos defletores montados no interior de trechos de tubos. A mistura ocorre pela ação do escoamento ao passar pelos elementos do misturador. Na indústria, entretanto, este tipo de otimização requer também flexibilidade operacional, demandando assim, equipamentos e agitadores versáteis, para atender às mais diversas fases e particularidades de um processo, mesmo com produtos de características distintas.

Fernandes (2005) destaca que, para reduzir os custos de desenvolvimento, é comum a utilização de modelagem numérica com fluidodinâmica computacional (CFD) para avaliar o desempenho de misturadores. Com o CFD é possível compreender e visualizar os padrões de fluxo promotores da mistura e, conseqüentemente, aprimorar a geometria do misturador.

Neste trabalho foi desenvolvido um equipamento industrial misturador capaz de padronizar uma corrente de ar quente ou gases de

combustão que, até então, não podem ser utilizadas em outros equipamentos por apresentar variações de temperatura no tempo. Este tipo de processo não é novidade para a indústria, porém, os equipamentos geralmente são feitos sob medida para cada caso, e por este motivo, são muito caros, tornando-se inviáveis. Assim, o presente trabalho desenvolve um protótipo misturador, de baixo custo, alta aplicabilidade, versátil e modulado para diversas situações, com elevado interesse para a indústria.

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Sistemas Porosos (LASIPO) do Departamento de Engenharia Química e Engenharia de Alimentos, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Contou com o apoio financeiro do programa: **PRH-ANP/MCT N° 34: Formação de Engenheiros nas Áreas de Automação, Controle e Instrumentação para a Indústria do Petróleo e Gás.**

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um protótipo misturador industrial versátil e modular, visando o aproveitamento de correntes térmicas gasosas.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um protótipo misturador de baixo custo, versátil e modulado para tratamento de correntes térmicas de gases;
- Investigar a dinâmica de resposta da temperatura na saída do misturador, a fim de obter as informações necessárias para seu futuro controle e automação;
- Reproduzir adequadamente, através de modelagem de fluidodinâmica computacional, os resultados experimentais de bancada;
- Identificar a ocorrência de padrões de fluxo e analisar os regimes de escoamento presentes na faixa de velocidades estudada;
- Caracterizar os fenômenos de transferência de calor envolvidos no processo;

- Avaliar a eficiência da mistura dos gases através de curvas de isovalores de temperatura na saída do equipamento, propondo possíveis melhorias para o sistema;
- Estudar a influência da inserção de meio poroso no interior do misturador verificando o seu impacto nos campos de velocidade, temperatura e na qualidade da mistura.

## **2 REVISÃO DE LITERATURA**

### **2.1 ESTADO DA ARTE EM MISTURADORES ESTÁTICOS**

A grande maioria dos processos industriais utiliza para a mistura tanques equipados com impulsores ou agitadores. Estes misturadores têm elevado consumo de energia e limitado grau de mistura, dado que, geralmente, a injeção é realizada em uma região limitada do tanque, implicando na presença de elementos de fluido com idades muito diferentes, o que torna o controle de mistura pobre. Às vezes, essas limitações podem comprometer a viabilidade de um processo. Yousuf (2013), destaca que os misturadores estáticos e de jatos incluem tecnologias que promovem o contato direto das correntes de alimentação.

Fernandes (2005), defende que os misturadores estáticos estabelecem uma alternativa importante aos tradicionais vasos agitados, pois podem ser aplicados tanto em processos por batelada como em processos contínuos. A energia utilizada para a mistura é decorrente da perda de carga gerada pelo fluxo de fluido ao percorrer os elementos de mistura por ação de bombeamento ou da gravidade.

Os misturadores de jatos foram introduzidos na engenharia química, principalmente nas últimas duas décadas, sendo um dos dispositivos mais utilizados para mistura devido à sua geometria simples e fácil operação (YOUSUF, 2013).

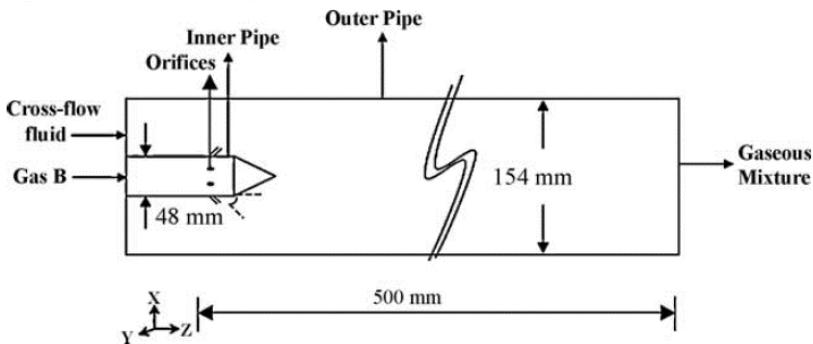
Para volumes maiores de fluido, apenas o choque entre jatos de fluido não é suficiente para homogeneizar todo o fluido, principalmente quando o fluido envolvido possui diferença considerável de densidade. Nestes casos, é necessário admitir no misturador estático artifícios capazes de melhorar a mistura, como meios porosos ou condicionadores de fluxo (BARRUÉ et al., 2001).

#### **2.1.1 Misturadores estáticos com jato de fluido**

Diversos autores destacam equipamentos que se valem da força do escoamento, juntamente com a geometria adequada para efetuar a mistura de dois ou mais fluidos (DAHİKAR; SATHE; JOSHI, 2010; HASSEL et al., 2006; KRUPA et al., 2014; LUO et al., 2013; MA et al., 2015; METZGER; KIND, 2014; PATKAR; PATWARDHAN, 2011; YOUSUF, 2013). Basicamente, um ou vários jatos de fluido são direcionados uns contra outros e a mistura ocorre de forma natural, com maior ou menor intensidade, dependendo do regime de escoamento (YOUSUF, 2013).

Para a mistura de gases, Patkar e Patwardhan (2011) e Hassel et al. (2006) investigaram, com a ajuda da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), o comportamento de um equipamento que promove a mistura através de jatos cruzados, valendo-se de alterações nos ângulos de injeção, de variações na velocidade de injeção, do regime de escoamento, forma geométrica dos orifícios e geometria do equipamento. No que diz respeito à eficiência da mistura, o autor deteve-se em analisar o tempo de residência e volume da região de mistura. A Figura 1 apresenta um esquema do misturador de jatos cruzados.

Figura 1- Misturador de jatos cruzados.



Fonte: Patkar e Patwardhan (2011).

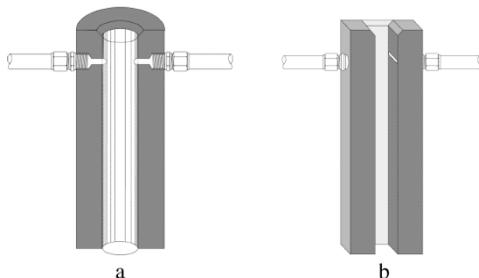
Patkar e Patwardhan (2011) obtiveram no jato com ângulo de  $90^\circ$  os melhores resultados para mistura e, no jato com ângulo de  $45^\circ$ , o pior resultado. O mesmo autor destaca ainda que, quanto menor o orifício, maior a região de mistura. A partir deste conhecimento é possível chegar a projetos de misturadores gás-gás mais eficientes.

Ma et al. (2015) tem investigado a performance de um misturador estático de jato de água confinado, não isotérmico, através da aplicação da fluidodinâmica computacional (CFD), para uma ampliação de escala de um reator de nano partículas.

Um profundo estudo, experimental e numérico, foi realizado por Yousuf (2013) com o equipamento desenvolvido por Keuerleber e Pahl (1972), para avaliar o desempenho de misturadores de jatos em T. Nos estudos experimentais, valeu-se de técnicas de *Planar Laser Induced Fluorescence (PLIF)* e para as simulações, observou o comportamento através de simulações em 2D e 3D com códigos de fluidodinâmica Computacional (CFD). Ainda neste estudo, a influência de parâmetros

operacionais e geométricos no regime de escoamento é caracterizada para as duas geometrias apresentadas na Figura 2.

Figura 2 - Misturador/reator de jato oposto: a) geometria cilíndrica. b) Geometria prismática.



Fonte: Yousuf (2013).

Yousuf (2013) tem demonstrado que os parâmetros geométricos têm impacto significativo na dinâmica do escoamento, juntamente com o impacto esperado pelo aumento do número de Reynolds no escoamento, avaliado entre 50 e 600. O autor também faz alusão aos parâmetros geométricos e operacionais que marcam a transição de regime de escoamento.

Um sistema semelhante foi investigado recentemente por Metzger e Kind (2014), para geometrias cilíndricas com jatos dispostos em “T” e em “Y”, avaliadas nos regimes de escoamento laminar e turbulento. Para os autores, o sistema com jatos dispostos em “Y” apresentou uma maior zona de mistura e mais estabilidade nas linhas de corrente. Já o sistema com jatos dispostos em “T”, originou aumento da turbulência local na zona de mistura, com instabilidades nas correntes de fluido e presença de pulsação.

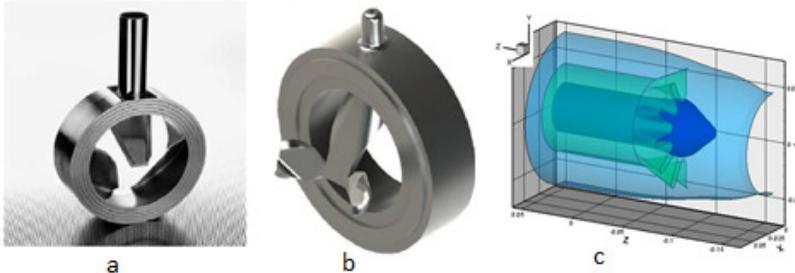
Outro tipo de misturador de jatos foi apresentado por Ma et al. (2015) para um sistema contínuo. Na geometria apresentada, dois cilindros são dispostos de forma concêntrica. Um dos fluidos é injetado na região anular e o outro no cilindro central de forma concorrente. A mistura ótima depende exclusivamente da turbulência do escoamento e ocorre para  $Re > 10.000$ , muito acima do apresentado por outros autores,  $Re > 1000$  por Metzger e Kind (2014) e  $Re > 600$  para Yousuf (2013), dado que, para estes, a mistura ocorre devido ao choque dos jatos de fluido.

Ainda neste sentido, Luo et al. (2013), analisaram o comportamento de um misturador de jatos transversais de orifícios. A

geometria caracterizava-se por 4 orifícios encaixados simetricamente sobre a parede do tubo de mistura. Neste equipamento o choque que ocorre no fluxo transversal conduz a uma melhoria substancial no desempenho do misturador.

Outra alternativa para promover a mistura em misturadores de jato de fluido, é a admissão de bicos injetores ou dosadores compactos estruturados, capazes de condicionar o escoamento no momento da injeção e maximizar o contato entre as correntes de fluido. A Figura 3 a) e b) apresenta exemplos de bicos injetores (GHANEM et al., 2014). Tem-se ainda, da engenharia aeronáutica, um sistema injetor e exaustor disposto em uma configuração 3D (Figura 3 c), que eleva os níveis de turbulência e de mistura (SHAN; ZHANG, 2009).

Figura 3 - Injetores de fluido / misturador compacto: a) Sulzer CompaX. b) Kenics UltraTab. c) Injetor 3D.



Fonte: Chemineer (2014); Chemtech, (2014); Shan e Zhang (2009).

### 2.1.2 Misturadores estáticos estruturados

Os primeiros misturadores estáticos estruturados foram citados e patenteados por Taber e Hawkinson (1959), que utilizaram um misturador estático em linha, composto por um metal espiralado inserido num tubo, para promover a mistura de resinas viscosas.

A empresa Chemineer detém várias tecnologias de misturadores estáticos, dentre elas, destaca a marca *Kenics* (Figura 4). Trata-se de um misturador estático com baixa perda de carga que foi elaborado por Armenades (1966). Neste, uma série de elementos estáticos helicoidais, direciona o fluxo de material radialmente em direção às paredes do tubo e volta para o centro. Cada elemento promove a divisão do fluxo e um giro de 180°. Assim, todo o material é continuamente misturado, eliminando as diferenças radiais na temperatura e na composição do material (CHEMINEER, 2014).

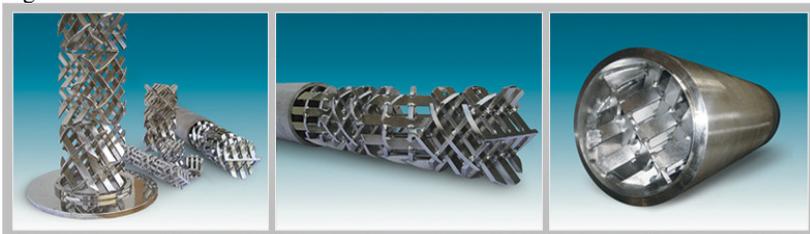
Figura 4 - Misturador *Kenics* KM.



Fonte: Chemineer (2014).

Posteriormente Tauscher e Schutz (1973), desenvolveram um misturador estático que pode ser utilizado para regime laminar. Este possui múltiplos canais que geram baixa perda de carga. Atualmente, a empresa Sulzer Ltd, fabrica este equipamento sob a marca Sulzer SMX<sup>TM</sup> e Sulzer SMX<sup>TM</sup> Plus, e a empresa Samhwa fabrica um equipamento semelhante sob a marca HSM-H (Figura 5) (CHEMTECH, 2014; SAMHWA, 2014).

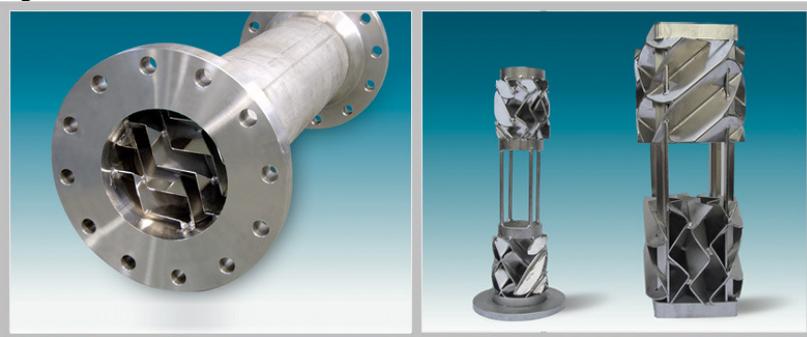
Figura 5 - Misturador HSM-H.



Fonte: (SAMHWA, 2014)

A partir destes equipamentos, vários outros projetos e variações foram criados. O misturador SMV, apresentado por Chemtech (2014), também fabricado pela coreana Samhwa (2014), é composto por diversas lâminas de metal corrugado dispostas em 30° ou 45° em relação ao eixo axial do tubo. Este equipamento é muito utilizado para misturas e reações em líquidos pouco viscosos e gases. A Figura 6 apresenta o Misturador HSM-L.

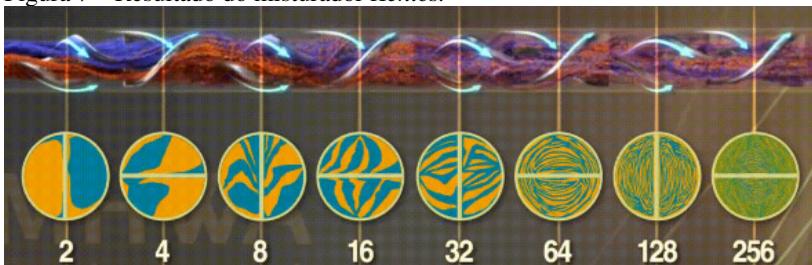
Figura 6 - Misturador estático HSM-L.



Fonte: Samhwa (2014).

O desempenho dos misturadores estáticos tem sido investigado por vários autores, de forma experimental e numérica, aplicado ao escoamento laminar e turbulento, com os mais variados tipos de fluido (AHMED; SHARMA, 2006; BARRUÉ et al., 2001; BAUMANN et al., 2012; BYRDE; SAWLEY, 1999; COUVERT et al., 2006; CREYSSELS et al., 2015; FRADETTE et al., 1998; KUMAR; SHIRKE; NIGAM, 2008; LISBOA et al., 2010; LIU, S.; HRYMAK; WOOD, 2006; MEIJER; SINGH; ANDERSON, 2012; TABIB et al., 2012; ZHANG; XU; LI, 2012). Os resultados alcançados com a utilização de misturadores estáticos estruturados surpreendem pela capacidade de mistura em um pequeno equipamento. O misturador *Kenics*, apresentado por Chemineer (2014), por exemplo, divide o fluxo em 256 partes em apenas 8 unidades de hélice, conforme mostra a Figura 7.

Figura 7 – Resultado do misturador *Kenics*.



Fonte: Chemineer (2014).

Chemtech (2014), apresenta um trocador de calor acoplado a um misturador estático (Figura 8). O resultado é o aumento significativo de

transferência de calor, elevado grau de mistura e um baixo tempo de residência. Este equipamento torna-se interessante para o tratamento de gases de combustão nos casos onde o processo posterior ao tratamento não admita contaminantes.

Figura 8 - Monotubo mixer/trocador de calor Tipo SMXL™.



Fonte: Chemtech (2014).

## 2.2 EFICIÊNCIA DE MISTURA

O fluxo de fluidos de baixa viscosidade, facilmente evolui para o regime turbulento, o que não é suficiente para eliminar totalmente heterogeneidades de concentração ou temperatura, principalmente dentro de tubos curtos, ou quando a injeção é feita em pontos isolados no sistema. (BARRUÉ et al., 2001)

A eficiência de mistura de alguns sistemas é quantificado simplesmente como o tempo de mistura, ou seja, o tempo requerido para que um traçador injetado seja distribuído homogêneo ao longo do tanque (CLOETE; EKSTEEN; BRADSHAW, 2014).

Barrué (2001) afirma que camadas de fluido relativamente estáveis podem ser formadas se os fluidos apresentarem diferenças na densidade, o que ocorre especialmente no caso de gases. Logo, um misturador ou condicionador de fluxo se faz necessário para homogeneizar o fluido, seja em termos de concentrações ou de temperatura. Equipamentos adequados de mistura de alta eficiência devem ser desenvolvidos com especial atenção ao grau de mistura dos fluidos e à baixa queda de pressão.

A modelagem numérica é ideal para estudar determinado sistema, uma vez que não está sujeita a quaisquer limitações físicas. O desempenho de misturadores pode ser simulado em escala real considerando as condições de funcionamento, eliminando, assim, as incertezas que derivam do dimensionamento. Além disso, os dados de

fluxo são facilmente extraídos, em qualquer ponto no tempo e no espaço, de modo a facilitar uma compreensão completa do comportamento do sistema (CLOETE et al., 2014)

A eficiência da mistura de misturadores estáticos tem sido investigada por diversos autores, a ampla maioria dos trabalhos avaliam a eficiência da mistura através de resultados de modelagem e simulação, comparando isocontornos ou linhas de corrente (KOUTMOS; MCGUIRK, 1995; LIU, Y.-H., 2002; MEIJER et al., 2012).

### 2.3 QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Quando um sistema é submetido a uma faixa de Reynolds ( $Re$ ) muito ampla, com fluidos pouco viscosos, perturbações nas correntes ou linhas de fluxo, os regimes de escoamento laminar e turbulento devem ser considerados para descrever o escoamento (BARRUÉ et al., 2001).

Com o aquecimento, o volume específico médio do gás aumenta. Assim, em um equipamento aquecedor contínuo, que possui uma injeção e uma fronteira aberta para o ambiente, ocorre um aumento da velocidade (CHACZYKOWSKI, 2010). Desta forma, a variação da temperatura do gás afeta fortemente os parâmetros de escoamento, mistura e termodinâmica do sistema.

O escoamento continua a ser laminar, até que o número de Reynolds esteja abaixo de um certo valor crítico. Para números de Reynolds mais elevados, perturbações tendem a crescer e causar transição para a turbulência. O número Reynolds crítico sempre depende do modelo, mas um exemplo clássico é o fluxo no tubo em que o número de Reynolds crítico é conhecido por ser de aproximadamente 2100 a 2300 (COMSOL, 2014).

Na avaliação dos regimes de escoamento laminares e turbulentos, Krupa et al. (2014) e Yousuf (2013) concentram esforços em observar a influência dos parâmetros geométricos e operacionais sobre padrões de escoamento e mistura para um misturador a jatos de fluido. A partir desses trabalhos, cinco regimes de escoamento são distinguidos, considerando-se a variação do número de Reynolds:

- Fluxo segregado, onde são formadas duas correntes paralelas de fluido, partindo do fluxo dos injetores até a saída;
- Fluxo de *vórtex*, caracterizada por duas correntes de fluido paralelas que têm vórtices helicoidais com o eixo de rotação;
- Fluxo de imersão, onde os jatos de fluido, que fluem de um lado para outro da câmara, promovem mistura e transporte de fluido;

- Fluxo caótico, caracterizado pela formação de um vórtice que evolui através da câmara de mistura, o que promove uma mistura rápida das correntes de fluido;
- Fluxo turbulento, onde os jatos são engolidos pela ação dos vórtices que têm uma vasta gama de diâmetros, fazendo com que a mistura ocorra rapidamente.

A interface de regime de escoamento laminar, apresentado por COMSOL (2014), pode ser aplicado a Reynolds que variam de baixo a intermediário. Nesta interface são resolvidas as equações de Navier Stokes, aplicadas a escoamentos incompressíveis ou fracamente compressíveis, até Mach 0,3. O mesmo software apresenta ainda várias interfaces para a resolução de modelos turbulentos. Nestas, o escoamento pode ser resolvido para Reynolds elevados, com possibilidade de resolução das equações para campos de velocidade e pressão em Reynolds intermediário.

De acordo com COMSOL (2014), a turbulência é uma propriedade caracterizada por uma extensa gama de escalas de fluxo, as quais dependem da geometria e parâmetros do escoamento. A propensão para o escoamento se tornar turbulento é medido pelo número de Reynolds para um processo isotérmico (Equação 1). Já, para um processo dependente da temperatura, as propriedades físicas dos fluidos, como viscosidade dinâmica “ $\mu$ ”, densidade “ $\rho$ ” e, por consequência, a velocidade “ $u$ ”, variam, tornando essa análise mais complexa.

$$Re = \frac{\rho \mathbf{u} D}{\mu} \quad 1$$

### 2.3.1 Regime Laminar

As variações de tipos de fluxos de fluidos em misturadores depende da configuração do equipamento e são relevantes em uma variada gama de aplicações industriais (RIBEIRO et al., 2012). Vale considerar que o valor de Re de referência estabelecido pela literatura para resolução em regime laminar é muito baixo, Yousuf (2013), por exemplo, cobre uma faixa de Re de 50 a 600.

Krupa et al. (2014), testaram um misturador baseado em jatos de fluido dispostos em T. Neste, a passagem do regime laminar caótico para um regime de fluxo turbulento ocorre para Re de aproximadamente 1500, registrando também patamar de Re acima do qual nenhuma melhoria na mistura é percebida.

O escoamento de fluido compressível no misturador é governado pelas equações da continuidade, quantidade de movimento e da equação da conservação da energia, esta será apresentada na seção 2.5, Transferência de calor (ROMERO; NIECKELE, 1999). O fluxo monofásico de fluido tem seu fundamento na equação da conservação da massa, Equação 2, e de Navier Stokes da quantidade de movimento, Equação 3 (COMSOL, 2014).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad 2$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad 3$$

COMSOL (2014) expõe que todos os gases e muitos líquidos podem ser considerados newtonianos, ou seja, estes fluidos possuem uma relação linear entre a tensão e deformação. O tensor “ $\boldsymbol{\tau}$ ” pode ser expresso pela Equação 4.

$$\boldsymbol{\tau} = 2\mu \mathbf{S} - \frac{2}{3}\mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \quad 4$$

O tensor de velocidade de carregamento “ $\mathbf{S}$ ” é definido conforme a Equação 5 (COMSOL, 2014).

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad 5$$

As equações de Navier-Stokes, resolvidas para fluxo laminar monofásico, aplicam a formulação compressível da equação da conservação de massa, como apresentado na Equação 2. A equação vetorial que representa a conservação da quantidade de movimento e pode ser expressa pela Equação 6 (COMSOL, 2014).

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot \left[ -p \mathbf{I} + \mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}\mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right] + \mathbf{F} \quad 6$$

A Equação 6, da conservação da quantidade de movimento, utilizada para o modelo de fluxo de gás, contém o termo transiente. Chaczykowski (2010) afirma que as equações diferenciais parciais que contém o termo transiente, escritas em sua forma compressível, e que

possuem pressão, velocidade e temperatura como variáveis dependentes, podem ser usadas para descrever transientes rápidos que ocorrem no escoamento em modelos de fluxo de gases.

### 2.3.2 Regime Turbulento

Em muitas simulações de escoamento de gases, mudanças rápidas na solução são comuns devido às perturbações geradas pelas flutuações nas correntes de entrada, alterações de vazão e temperatura programadas. Essas perturbações podem evoluir para o regime de escoamento turbulento. Para tanto, modelos de fluxo de gás turbulento não isotérmico são usados para descrever o sistema (CHACZYKOWSKI, 2010).

Para Metzger e Kind (2014), que avaliaram um misturador de jatos de fluidos em Y e em T, o fluxo, de *vórtex* a completamente turbulento, pode ser notado com Reynolds na faixa de 1000 a 6000. Luo et al. (LUO et al., 2013) desenvolveram experimentos com Re de 2.700 até 17.500 para garantir que os fluxos injetados e o fluxo cruzado estivessem contidos no regime turbulento. O mesmo autor destaca que, embora o fluxo seja turbulento completamente desenvolvido, há regiões do misturador em que o regime laminar pode ser percebido.

De acordo com COMSOL (2014), as equações de Navier -tokes podem ser utilizadas para as simulações de escoamento turbulento, porém, exigiria um grande número de elementos, a fim de capturar a ampla gama de escalas do fluxo. Raramente a análise do escoamento transiente vale o elevado custo computacional para detalhar sobre as flutuações. Uma representação estacionária ou em média, geralmente fornece informações suficientes sobre o fluxo.

A ampla maioria dos escoamentos turbulentos de interesse industrial e tecnológico, tem sido predita pelos modelos de turbulência de duas equações, sendo o modelo k- $\epsilon$ , seguramente, o mais utilizado. Este, escolhido por vários autores para simular o escoamento em misturadores devido à sua simplicidade e eficiência computacional (DAHIKAR et al., 2010; RIBEIRO et al., 2012).

Para Abrunhosa e Nieckele (2000), o êxito do modelo k- $\epsilon$  na predição de escoamentos cisalhantes é, fundamentalmente, dependente da aplicação das funções de parede. Estas relacionam o escoamento fora da subcamada laminar até às condições de fronteira na superfície sólida, evitando então, a modelagem direta da influência da viscosidade.

Considerando então o modelo de turbulência k- $\epsilon$ , o fluxo turbulento é governado pelas equações de Navier-Stokes para a conservação da quantidade de movimento e a equação de continuidade

para a conservação da massa. Os efeitos da turbulência são considerados através de duas equações adicionais de transporte e duas variáveis dependentes: a energia cinética turbulenta, “ $k$ ”, e a taxa de dissipação turbulenta, “ $\varepsilon$ ”. O fluxo perto de paredes é considerado usando funções de parede (COMSOL, 2014).

Para unificar a nomenclatura e facilitar a leitura, as Equações 7 a 19 consideradas no estudo, foram extraídas do material de apoio disponibilizado por COMSOL (2014), o que é oportuno, já que este é um software consolidado e seu equacionamento está amplamente amparado pela literatura afim. As mesmas equações foram utilizadas por Angelo (2013), em sua tese de doutorado, para descrever escoamento turbulento.

A Equação 2, da conservação da massa, também deve ser considerada no escoamento turbulento, porém, para uma resolução estacionária o termo transiente deve ser suprimido, conforme expresso pela Equação 7.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad 7$$

A Equação 8 representa a conservação da quantidade de movimento de um modelo turbulento, para estado estacionário,

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot \left[ -p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \right] + \mathbf{F} \quad 8$$

onde, a viscosidade turbulenta “ $\mu_T$ ” pode ser expressa conforme a Equação 9,

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad 9$$

sendo “ $C_\mu$ ” uma constante, descrita no Quadro 1. O transporte de energia cinética, no modelo estacionário, pode ser expressa segundo a Equação 10.

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho\varepsilon \quad 10$$

A constante “ $\sigma_k$ ” está descrita no Quadro 1. O termo de produção “ $P_k$ ”, pode ser escrito conforme a Equação 11.

$$P_k = \mu_T \left[ \nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} \quad 11$$

Finalmente, a equação de transporte da taxa de dissipação turbulenta, considerando sua forma estacionária, pode ser representada pela Equação 12.

$$\rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \varepsilon = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} P_k, \quad \varepsilon = \text{ep} \quad 12$$

As constantes “ $\sigma_\varepsilon$ ”, “ $C_{\varepsilon 1}$ ”, “ $C_{\varepsilon 2}$ ” estão descritas no Quadro 1.

Quadro 1 - Constantes para o modelo turbulento k- $\varepsilon$ .

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

Fonte: COMSOL (2015).

O fluxo próximo de uma parede sólida é muito diferente da corrente livre para um fluxo turbulento. Assim, se faz necessário utilizar expressões analíticas para descrever o fluxo nestas regiões. Estas expressões são ditas funções de parede, de espessura  $\delta_w$  (ABRUNHOSA; NIECKELE, 2000; COMSOL, 2014).

Na parede, a condição de contorno para a velocidade é uma condição “sem penetração”, conforme a Equação 13.

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad 13$$

Uma condição de tensão de cisalhamento é imposta de acordo com a Equação 14,

$$\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} - (\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n} = \rho \mathbf{u}_\tau \frac{\mathbf{u}}{|\mathbf{u}|} \max \left( C_\mu^{1/4} \sqrt{k}, \mathbf{u}_\tau \right) \quad 14$$

onde, o tensor de tensões viscosas pode ser expresso conforme a Equação 15,

$$\boldsymbol{\sigma} = \mu(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) \quad 15$$

e a velocidade de atrito é descrita de acordo com a Equação 16.

$$\mathbf{u}_\tau = \frac{|\mathbf{u}|}{\frac{1}{k_v} \ln \delta_w^+ + B} \quad 16$$

$k_v$  é a constante de Von Karman, com valor padrão de 0,41 e B é uma constante definida como 5,2. A energia cinética turbulenta está sujeita à condição de Neumann homogênea conforme Equação 17.

$$\nabla k \cdot \mathbf{n} = 0 \quad 17$$

A condição de contorno para  $\varepsilon$  é escrita conforme a Equação 18,

$$\varepsilon = \rho \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{k_v \delta_w} \quad 18$$

onde a distância  $\delta_w$  é calculada, segundo relação expressa pela Equação 19.

$$\delta_w^+ = \frac{\rho \mathbf{u}_\tau \delta_w}{\mu} \quad 19$$

### 2.3.3 escoamento livre em meio poroso

Mahdi et al. (2015) têm afirmado, recentemente, que a utilização de meios porosos é mais vantajosa para algumas aplicações, pois a área de dissipação é maior do que para aletas convencionais, o que potencializa a convecção de calor. Os autores defendem ainda que, quando o escoamento ocorre em meio poroso, a mistura acontece de forma mais eficaz.

Vários autores têm investigado o comportamento de sistemas mistos, que contemplam escoamento em meio poroso e escoamento livre, presentes na maioria dos equipamentos industriais que utilizam meio poroso (MAHDI et al., 2015; MITCHELL; TAO; BESANT, 1995;

PENG; LIOU; PARKER, 2011; RYBAK; MAGIERA, 2014). A resolução de um sistema misto se dá através das equações de Navier-Stokes, para descrever o fluxo em regiões abertas, e as equações de Brinkman, para descrever o fluxo nas regiões porosas (COMSOL, 2014).

Em uma resolução de um sistema misto acoplado, as variáveis dos campos de velocidade e pressão são resolvidas por ambos domínios, de fluxo livre e no domínio poroso, de forma compartilhada. Ou seja, a pressão e a velocidade no escoamento livre e nos poros é contínua ao longo da interface (COMSOL, 2014; RYBAK; MAGIERA, 2014).

Considerando o escoamento em regime laminar, as equações da conservação da massa, Equação 2, e da quantidade de movimento, Equação 6, descritas no item 2.3.1, são válidas para descrever o escoamento livre (COMSOL, 2014).

As equações de Brinkman são uma combinação da equação da continuidade e da quantidade de movimento para meio poroso, Equações 20 e 21, respectivamente. Nestas, as variáveis dependentes são a velocidade e a pressão Darcy (COMSOL, 2014; RYBAK; MAGIERA, 2014).

$$\frac{\partial(\varepsilon_p \rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = Q_{br} \quad 20$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{\varepsilon_p} \left( \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon_p} \right) = \nabla \cdot \left[ -p \mathbf{I} + \frac{\mu}{\varepsilon_p} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2\mu}{3\varepsilon_p} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right] \\ - \left( \mu K^{-1} + \beta_F |\mathbf{u}| + \frac{Q_{br}}{\varepsilon_p^2} \right) \mathbf{u} + F \end{aligned} \quad 21$$

### 2.3.4 Propriedades físicas dos fluidos

Equações auxiliares devem ser consideradas para a determinação das propriedades físicas do fluido (ROMERO; NIECKELE, 1999). Para o ar, a densidade “ $\rho$ ” e a viscosidade dinâmica “ $\mu$ ”, podem ser avaliados pelas Equações 22 e 23, respectivamente (COMSOL, 2014).

$$\rho = \frac{p_A * 0.02897}{8,314 T} \quad 22$$

$$\begin{aligned} \mu = -8,38278 * 10^{-7} + 8,35717342 * 10^{-8} * T - 7,6429583 * 10^{-11} \\ * T^2 + 4,6437266 * 10^{-14} * T^3 - 1,06585607 \\ * 10^{-17} * T^4 \end{aligned} \quad 23$$

## 2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

### 2.4.1 Transferência de calor em fluidos

O software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup> apresenta um módulo de transferência de calor em fluidos, que pode ser empregado para modelar a transferência de calor por condução, convecção e radiação. A equação que descreve a conservação de energia é formulada em termos de temperatura e pode conter contribuições adicionais, tais como fontes de calor (COMSOL, 2014). A Equação 24 representa a conservação de energia em sua forma mais genérica.

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial p}{\partial T} \bigg|_p \left( \frac{\partial p}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) p \right) + Q \quad 24$$

O tensor “ $\boldsymbol{\tau}$ ”, expresso pela Equação 4 e o tensor de velocidade de carregamento “ $\mathbf{S}$ ”, definido pela Equação 5, são relacionados seguindo a operação “:” na Equação 24. Esta operação denota uma contração entre os tensores definida conforme a Equação 25.

$$\mathbf{a} : \mathbf{b} = \sum_n \sum_m a_{nm} b_{nm} \quad 25$$

Os termos de trabalho realizado pela diferença de pressão, Equação 26, e o termo aquecimento viscoso, “ $\boldsymbol{\tau} : \mathbf{S}$ ”, são insignificantes em um sistema gasoso, dado que este é considerado fracamente compressível (COMSOL, 2014).

$$- \frac{T}{\rho} \frac{\partial p}{\partial T} \bigg|_p \left( \frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla p \right) \quad 26$$

A Equação 27 descreve a conservação de energia em fluidos e também a transferência de calor em sólidos (COMSOL, 2014).

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad 27$$

Para um modelo estacionário, o termo transiente é suprimido e a transferência de calor se dá conforme a Equação 28

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad 28$$

## 2.4.2 Transferência de calor em meio poroso

A transferência de calor que ocorre na fibra de vidro, ou em meios porosos, ocorre principalmente através de condução e convecção na fase gasosa. Efeitos de radiação podem ocorrer devido às elevadas temperaturas, no entanto, estes efeitos comumente são negligenciados (MITCHELL et al., 1995).

Em um estudo recente, Mahdi et al. (2015) afirma que a condutividade térmica global de um meio poroso depende de um modo complexo de interação entre fluido e o meio poroso, com forte influência da geometria. O mesmo autor afirma que, se a condução de calor nas fases sólidas e fluidas ocorre em paralelo, então a condutividade global representa a média aritmética ponderada das condutividades das fases sólidas e fluidas.

Considerando sistemas mistos, a Equação 28 continua válida para a transferência de calor na parte de escoamento livre. Já em domínios com meios porosos, a equação de temperatura corresponde à equação de convecção-difusão com propriedades termodinâmicas médias de modelos para explicar tanto a matriz sólida quanto as propriedades dos fluidos (COMSOL, 2014; MAHDI et al., 2015).

A transferência de calor em meios porosos, apresentada por COMSOL (2014), segue a versão da equação do calor descrita pela Equação 29,

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + Q \quad 29$$

onde a capacidade volumétrica de calor efetivo à pressão constante pode ser calculada conforme a Equação 30.

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} = \theta_p \rho_p C_{p,p} + (1 - \theta_p) \rho C_p \quad 30$$

A condutividade térmica efetiva pode ser considerada de acordo com a Equação 31,

$$k_{\text{eff}} = \theta_p k_p + (1 - \theta_p) k \quad 31$$

onde “ $\theta_p$ ” indica a fração de volume do material sólido. A fração de volume de gás é indicada por “ $\theta_g$ ”, obtendo a Equação 32.

$$(\theta_p + \theta_g) = 1 \quad 32$$

De acordo com COMSOL (2014), na Equação 29 o campo de velocidade de fluido “**u**” deve ser interpretado como a velocidade de Darcy, que é a vazão volumétrica por área de seção transversal.

### 2.4.3 Propriedades físicas do fluido

Para o ar, além da densidade “ $\rho$ ” e da viscosidade dinâmica “ $\mu$ ”, descritas na seção 2.3.4, o calor específico “ $C_p$ ” e a condutividade térmica “ $k$ ”, podem ser avaliados pelas Equações 33 e 34, respectivamente (COMSOL, 2014; ROMERO; NIECKELE, 1999).

$$C_p = 1047,63657 - 0,372589265 T + 9,45304214 * 10^{-4} T^2 - 6,02409443 * 10^{-7} T^3 + 1,2858961 * 10^{-10} T^4 \quad 33$$

$$k = -0,00227583562 + 1,15480022 * 10^{-4} T - 7,90252856 * 10^{-8} T^2 + 4,11702505 * 10^{-11} T^3 - 7,4386433 * 10^{-15} T^4 \quad 34$$

### 2.4.4 Expansão dos gases

As variáveis de estado, temperatura, pressão e densidade, geralmente são relacionadas pela lei dos gases ideais. Embora esta tenha sido deduzida para gases ideais, dá uma descrição razoável e suficientemente precisa do comportamento do ar na maioria das aplicações. Muitos autores têm utilizado estas equações, juntamente com as equações de conservação de massa, para analisar o comportamento do escoamento em sistemas que considera o ar como fluido de estudo (FARZANEH-GORD et al., 2014; FERNANDES, F. A. N.; PIZZO; JR., 2006). A Equação 35 descreve a relação entre as variáveis de estado para um gás ideal.

$$PV = nRT \quad 35$$

Fernandes et al. (2006) mostra que a Equação 35 pode ser reformulada em termos do volume específico, sendo apresentada de acordo com a Equação 36.

$$\rho_i = \frac{M_i P_i}{R T_i} \quad 36$$

A vazão mássica, por sua vez, pode ser expressa em termos da densidade e velocidade para uma seção de área de escoamento de acordo com a Equação 37 (FERNANDES, F. A. N. et al., 2006).

$$\dot{m}_i = \mathbf{u}_i A_i \rho_i \quad 37$$

A área da seção transversal ao escoamento é dada pela Equação 38.

$$A_i = \pi r_i^2 \quad 38$$

Considerando um processo de aquecimento isobárico, de um único fluido em uma tubulação com apenas uma entrada e uma saída, sem reação química e sem acúmulo, a vazão mássica é constante (Equação 39) (FARZANEH-GORD et al., 2014; FERNANDES, F. A. N. et al., 2006)..

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad 39$$

Considerando um balanço de massa entre os pontos 1 e 2 e substituindo a Equação 37 na Equação 39, obtém-se a Equação 40.

$$\mathbf{u}_1 A_1 \rho_1 = \mathbf{u}_2 A_2 \rho_2 \quad 40$$

Substituindo as Equações 36 e 38 na Equação 40, obtém-se a variação da velocidade média em função da temperatura entre dois pontos, de acordo com a Equação 41 (FARZANEH-GORD et al., 2014; FERNANDES, F. A. N. et al., 2006; VAN WYLEN; SONNTAG, 1993).

$$\mathbf{u}_2 = \frac{T_2}{T_1} \frac{r_1^2}{r_2^2} \mathbf{u}_1 \quad 41$$

Considerando que a temperatura no ponto 2 varia em função do tempo e todas as outras variáveis são constantes, obtém-se a Equação 42.

$$\mathbf{u}_2 = \frac{\mathbf{u}_1}{T_1} \frac{r_1^2}{r_2^2} T_2(t) \quad 42$$

## 2.4.5 Números adimensionais e teoria das resistências

### 2.4.5.1 Convecção forçada

A convecção forçada, onde o movimento do fluido é gerado por uma fonte externa, é frequentemente estudada em trocadores de calor, misturadores e tubulações e superfícies onde há diferença de temperatura. Basicamente, a convecção forçada envolve analogias clássicas e consolidadas, entre os adimensionais Reynolds “ $Re$ ”, Prandtl “ $Pr$ ”, Peclet “ $Pe$ ” e Nusselt “ $Nu$ ”, citadas por (COMSOL, 2014; JOSHI; NIGAM; NAUMAN, 1995; TANGUY; BERTRAND; XUERE, 2005).

$$Re = \frac{\rho \mathbf{u} D}{\mu} \quad 1$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad 43$$

Joshi, Nigam e Nauman (1995) estabeleceram as Equações 44 e 45 para o estimar o número de Nusselt aplicado a misturadores estáticos do tipo *Kenics* (Figura 4), para escoamento laminar e turbulento, respectivamente. Este tipo de misturador não gera excessiva turbulência no tubo, semelhante ao que ocorre em um misturador de jatos de fluidos, sendo plausível realizar esta aproximação.

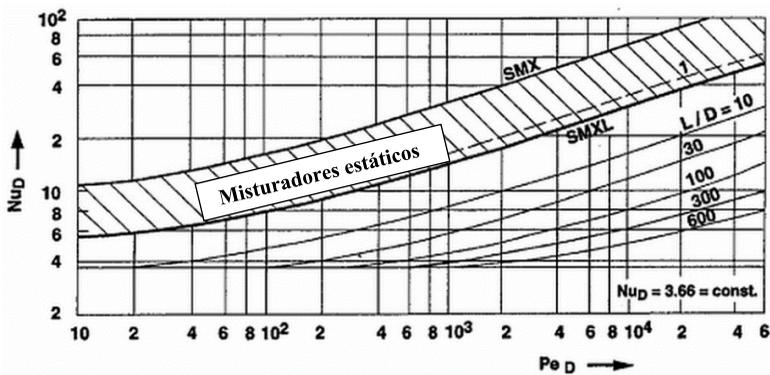
$$Nu = 3,65 + 3,8 \left( Re Pr \frac{D_t}{L} \right)^{1/3} \quad 44$$

$$Nu = 0,075 Pr^{0,4} Re^{0,8} \quad 45$$

O handbook editado por Tanguy et al. (2005), exhibe na Figura 9 a faixa de Nusselt em função de Peclet (Equação 46), coberta pelos misturadores estáticos. Esta faixa coincide com os valores alcançados com a utilização das Equações 44 e 45, o que corrobora as equações dos modelos.

$$Pe = Re Pr \quad 46$$

Figura 9 - Número de Nusselt para misturadores estáticos e tubo vazio em função do número de Peclet.



Fonte: Tanguy et al. (2005).

Sajadi et al. (2014) utiliza a Equação 47 para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção, expresso sob a forma de número de Nusselt,

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad 47$$

onde,  $L$  é o diâmetro equivalente. Rearranjando obtém-se a Equação 48.

$$h = \frac{Nu k}{L} \quad 48$$

#### 2.4.5.2 Convecção natural

O número de Grashof, citado por Mohammed e Salman (2007), é um número adimensional que fornece a analogia entre a sustentação de um fluido em relação à viscosidade, frequentemente utilizado no estudo de situações envolvendo convecção natural. Para um cilindro este número é expresso pela Equação 49,

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad 49$$

onde, para gás ideal, “ $\beta$ ” equivale a Equação 50,

$$\beta = \frac{1}{T} \quad 50$$

e a relação entre a viscosidade cinemática e viscosidade dinâmica segue a Equação 51.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad 51$$

O número de Rayleigh (Equação 52), é um número adimensional que quantifica a relevância da convecção e condução nos fluxos regidos por convecção natural (MOHAMMED; SALMAN, 2007).

$$Ra = Gr Pr \quad 52$$

Churchill e Chu (1975), baseados em dados experimentais e literatura, estabeleceram a Equação 53, empírica, clássica e amplamente utilizada, para estimar a convecção natural ao redor de cilindros horizontais.

$$\overline{Nu}_D = \left[ 0,60 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad 53$$

Do mesmo modo que para a convecção forçada, o cálculo do coeficiente convectivo “*h*” para a convecção se dá através da Equação 48 (SAJADI et al., 2014).

#### 2.4.5.3 Analogia com as resistências

A resistência à convecção e à condução podem ser obtidas de acordo com as Equações 54 e 55, respectivamente (QUITES; LIA, 2012; WELTY et al., 2008).

$$R_{Conv} = \frac{1}{h A} \quad 54$$

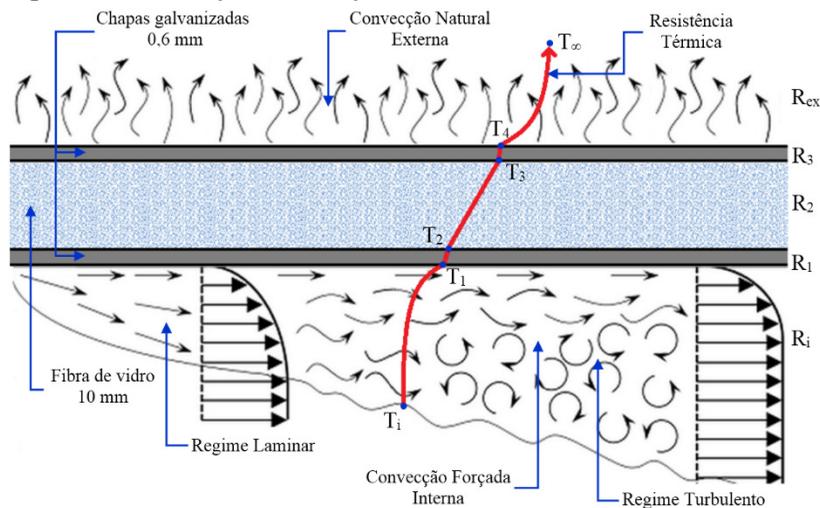
$$R_{Cond} = \frac{\ln \frac{r_n}{r_{n-1}}}{2\pi L k} \quad 55$$

A ação combinada dos mecanismos de condução e convecção podem ser expressos através da analogia com a eletricidade, onde, a resistência total é igual à soma das resistências, expressas pela Equação 56 (QUITES; LIA, 2012; WELTY et al., 2008).

$$\dot{q}_{total} = \frac{\Delta T}{\sum R_n} = \frac{(T_i - T_\infty)}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L k_1} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi L k_2} + \frac{\ln \frac{r_4}{r_3}}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad 56$$

A Figura 10 apresenta um corte esquemático da parede do misturador previsto no presente trabalho. Este, possui parede dupla de chapas de aço galvanizadas com isolamento interno com fibra de vidro. No interior do misturador tem-se convecção forçada, seja ela laminar ou turbulenta, enquanto externamente ocorre convecção natural. Desta forma, a troca de calor ocorre contemplando cinco resistências, determinando a diferença de temperatura, desde a temperatura interna  $T_i$ , até a temperatura ambiente  $T_\infty$ .

Figura 10 - Corte esquemático da parede do misturador.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

## 2.5 MODELAGEM E SIMULAÇÃO

Rivera et al. (2004) destacam que o fluxo de simulações numéricas usando Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) tem ganhado aceitação plena na comunidade científica. Muitos autores concentram estudos sobre as complexidades hidrodinâmicas geradas no processo de mistura através de modelagem e simulação (FRADETTE et al., 1998; LINDENBERG; MAZZOTTI, 2009; LIU, Y.-H., 2007; RATHOD; KOKINI, 2013; RIVERA, C. et al., 2004; RIVERA, C. A. et al., 2009; VYAKARANAM; ASHOKAN; KOKINI, 2012).

Os avanços recentes na dinâmica de fluidos computacional, permite avaliar o fluxo de mistura em geometrias complexas, como misturadores contínuos, utilizando técnicas de simulação numérica, particularmente o Método dos Elementos Finitos (MEF). Este método vem sendo amplamente utilizado para estudar o fluxo em misturadores, modelando o escoamento, a termodinâmica e particularidades de cada fenômeno (VYAKARANAM et al., 2012).

Yoon et al. (2013) compararam os softwares COMSOL *Multiphysics*® e CFX 10 para descrever a dinâmica de fluidos e destacam a capacidade do software em descrever o fenômeno de forma precisa. Os autores descrevem que a diferença básica entre os softwares é o método de discretização do domínio e construção da malha. O software COMSOL *Multiphysics*® é baseado no Método dos Elementos Finitos (MEF), enquanto que o CFX é baseado no Método dos Volumes Finitos (MVF).

As principais vantagens do MEF sobre o MVF são a sua capacidade de adaptação a geometrias complexas, bem como a facilidade de lidar com gradientes descontínuos de uma variável (DICKINSON; EKSTRÖM; FONTES, 2014). *Multiphysics* (2014) afirma que o MEF normalmente resolve mais rápido do que a formulação MVF, dado que, para uma malha idêntica em 3D, com elementos de malha tetraédricos, o número de graus de liberdade para o MEF, com funções de forma linear, é aproximadamente cinco vezes menor do que para a discretização do MVF.

Um modelo para fluxo laminar está disponível nas interfaces de fluxo não isotérmico do Software COMSOL *Multiphysics*®. Este pode ser aplicado para modelar o fluxo em baixos números de Reynolds com os campos de temperatura e fluxo acoplados. As equações somente são resolvidas para compressibilidade fraca, ou seja, Mach  $< 0,3$  (COMSOL, 2014).

As interfaces de fluxo não isotérmico do COMSOL *Multiphysics*® apresentam vários módulos para a viscosidade turbulenta e transporte,

incluindo o modelo padrão  $k-\epsilon$ , também acoplado ao módulo de temperatura. Da mesma forma que para a interface de fluxo laminar, o modelo pode ser resolvido apenas com compressibilidade fraca, ou seja,  $Mach < 0,3$ . Dentre os modelos de equações de transporte turbulento, o modelo  $k-\epsilon$  padrão é o mais utilizado, pois apresenta uma boa relação entre precisão e custo computacional (COMSOL, 2014).

### 2.5.1 Fluxo laminar não isotérmico

Chaczykowski (2010) e Sanaye e Mahmoudimehr (2012) descrevem que o modelo de fluxo não isotérmico, associado a um estudo transiente, é amplamente utilizado para descrever diferentes condições de operação e estratégias de controle em gasodutos e equipamentos. Este modelo pode ser aplicado na avaliação fenomenológica de qualquer escoamento de gás e descreve qualquer variação de fluxo, temperatura ou pressão em tubulações, estações de compressão, misturadores de gases, entre outros.

*Multiphysics* (2014) apresenta o módulo de fluxo não isotérmico (Non-Isothermal Flow) que pode ser utilizado em uma extensa gama de aplicações. Em situações industriais é comum que a densidade de um fluido se altere durante o processo, geralmente pela presença de um campo de temperatura não homogênea e/ou alterações na pressão do sistema. Neste módulo ocorre o acoplamento entre as equações de fluxo e energia para simular sistemas em que a densidade varia com a temperatura.

Chaczykowski (2010) resolveu o modelo de fluxo de gás não isotérmico para simular os transientes lentos e rápidos de fluidos, encontrados em gasodutos para avaliar diferentes modelos térmicos com flutuações de temperatura no escoamento. Böttcher et al. (2012), Khalifeh; Clermont (2005), Lindenberg; Mazzotti (2009), Osiadacz; Chaczykowski (2001), Uilhoorn (2009) e Yoshie (2011) utilizaram modelo de fluxo não isotérmico para avaliar os fenômenos de mistura e escoamento com variação da temperatura.

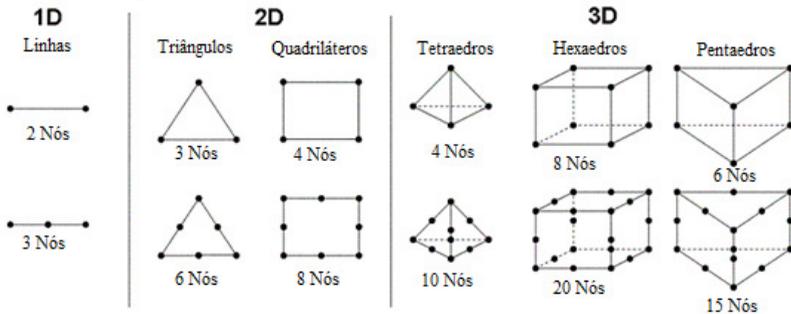
O módulo de fluxo laminar não isotérmico do software COMSOL *Multiphysics*® se apresenta como alternativa importante para modelar o misturador proposto nesta dissertação e, através dos resultados das simulações, compreender como se dá o escoamento, a mistura, as alterações de vazão e a transferência de calor no interior do protótipo.

## 2.5.2 Método dos Elementos Finitos

As interfaces COMSOL *Multiphysics*® se valem do Método dos Elementos Finitos (MEF) para resolver as Equações Diferenciais Parciais (EDP) e o faz de forma integral (weak). As incógnitas são discretizadas como somas sobre um conjunto de funções definidas em elementos finitos (DICKINSON et al., 2014).

Salles (2008), Souza (2003) e Dickinson (2014) descrevem que no MEF o domínio da solução é discretizado em pequenas regiões chamadas elementos finitos. Estes, são dispostos no domínio através da criação de uma "malha" sobre a geometria, por exemplo, triângulos em 2D e tetraedros em 3D. Os vértices dos triângulos ou dos tetraedros são chamados de nós e estão associados aos graus de liberdade de cada elemento. O conjunto de elementos que compõem todo domínio é chamado de malha. A Figura 11 apresenta os principais tipos de elementos finitos para a construção da malha.

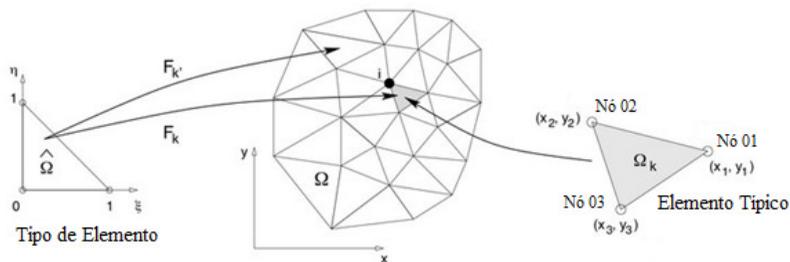
Figura 11 - Tipos de elementos finitos.



Fonte: Technology (2014).

Oden (2010) exemplifica a discretização de um domínio 2D conforme representa a Figura 12. Nesta, o domínio  $\Omega$  é dividido em uma malha de elementos típicos triangulares. Esta malha é gerada em uma sequência de triângulos “ $F_k$ ”, conforme o elemento típico, de modo que cobre todo o domínio  $\Omega$ . Cada elemento está descrito em um sistema de coordenadas.

Figura 12 - Elemento típico triangular de um domínio bidimensional  $\Omega$  nas coordenadas  $(x, y)$ .

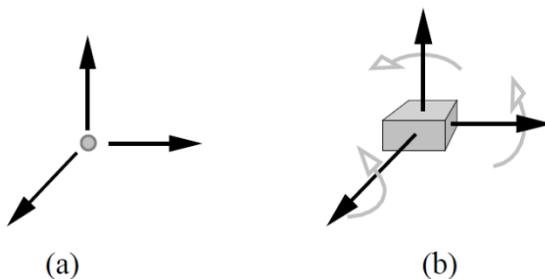


Fonte: Oden (2010).

De acordo com Technology (2014), os valores em cada nó são incógnitas e conhecidos como valores nodais. A variação dos valores nodais sobre cada elemento finito, em cada fase, é representada por funções polinomiais, chamadas funções de molde, expressas em termos de coordenadas espaciais  $(x, y)$ .

O conceito de “grau de liberdade”, apresentado por Salles (2008) e Souza (2003), que inicialmente foi utilizado para explicar o movimento de partículas em problemas da Mecânica, toma significativa importância no MEF. Um ponto apresenta, no espaço tridimensional, três graus de liberdade, ou seja, três possíveis movimentos de translação. Já um corpo rígido no mesmo espaço apresenta seis graus de liberdade. Destes, são três possíveis movimentos de translação e três possíveis movimentos de rotação. A Figura 13 apresenta esquematicamente o conceito de graus de liberdade.

Figura 13 - Graus de liberdade: (a) de um ponto; (b) de um corpo rígido.



Fonte: Salles (2008).

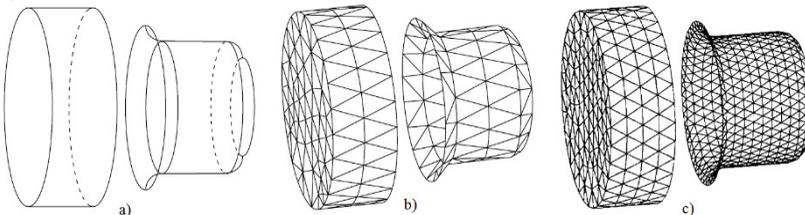
O resultado apresentado em um elemento é definido pelo número, posicionamento e pelos graus de liberdade do nó. O mesmo elemento finito pode ser utilizado com diferentes graus de liberdade dependendo do problema em questão. Um elemento pode apresentar seis graus de liberdade em um estudo da mecânica dos fluidos, decorrente dos possíveis movimentos que estes podem sofrer. Já num problema de condução de calor, utiliza-se comumente o termo “grau de liberdade” para fazer referência ao campo de temperatura nos nós da malha (SALLES, 2008).

Dickson (2014) afirmou que, como qualquer método numérico discreto para resolver uma EDP contínua, o método dos elementos finitos introduz algum erro numérico. Para minimizá-lo é necessária a utilização de uma malha adequada. Souza (2003) defendeu que a precisão do MEF é diretamente proporcional à quantidade e à qualidade de nós e elementos, do tamanho e do tipo dos elementos presentes na malha.

Em uma malha consistente, à medida que o tamanho dos elementos tende a zero, a quantidade de nós tende a infinito e a solução obtida converge para a solução exata do problema. Assim, quanto menor for o tamanho e maior for o número de elementos, mais precisos serão os resultados da análise e maior será o custo computacional requerido. Uma solução numericamente estável de elementos finitos converge para o resultado analítico (DICKINSON et al., 2014; FREI, 2014; SOUZA, 2003).

A construção e refinamento da malha tem influência direta na representatividade do domínio, de forma mais acentuada em geometrias complexas. Malhas muito grosseiras podem decorrer na supressão de curvas e, conseqüentemente, em erros consideráveis na obtenção da solução dos problemas utilizando o Método dos Elementos Finitos (ZIENKIEWICZ; TAYLOR; ZHU, 2005). A Figura 14 apresenta o domínio e duas etapas sucessivas de refinamento da malha.

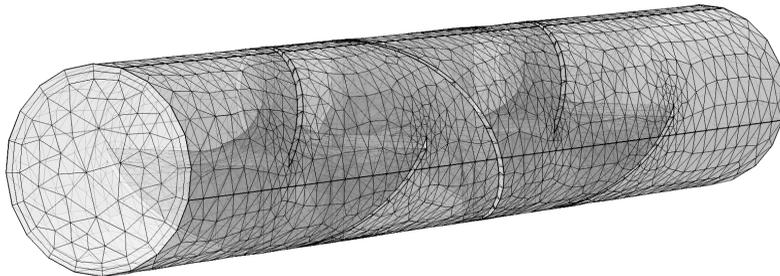
Figura 14 - Refinamento sucessivo de malha: a) Geometria. b) Malha grosseira. c) Malha fina.



Fonte: Zienkiewicz et al. (2005).

Yoon et al. (2013) destacam que para o MEF não há necessidade de utilização de malha estruturada. Com isso, malhas para geometrias complexas podem ser criadas com facilidade. A Figura 15 apresenta a discretização do domínio de um misturador estático apresentado por COMSOL (2015) em um dos modelos disponibilizados em sua biblioteca.

Figura 15 - Representação da discretização do domínio (malha) de um misturador.



Fonte: COMSOL (2015).

Refinar a malha localmente, pode ser consideravelmente mais eficiente que refinar toda a malha, e que deve-se focar, por exemplo, em regiões com prováveis diferenças de velocidade e temperatura. O software COMSOL *Multiphysics*® permite a construção da malha elemento a elemento, com controle de taxa de expansão no limiar de qualquer limite, volume, ponto ou aresta. Elementos de parede e refinamento local da malha podem ser observados na Figura 15 (DICKINSON et al., 2014).



## 3 METODOLOGIA

A técnica de modelagem e simulação tem sido cada vez mais empregada no contexto profissional e acadêmico, como ferramenta de planejamento, análise e auxílio ao processo de tomada de decisão, para o dimensionamento de equipamentos, avaliação dos fenômenos envolvidos nos processos. A Figura 89 do Anexo B apresenta o fluxo de informação pelo qual desenvolveu-se o modelo e o protótipo.

### 3.1 MODELO

Nas correntes térmicas de ar na indústria ocorrem perturbações diversas na temperatura e, com isso, flutuações nesta variável são esperadas. A solução numérica transiente precisa contemplar elevadas variações na temperatura e velocidade, em um tempo relativamente longo de simulação.

Neste trabalho utilizou-se o software comercial COMSOL *Multiphysics*®, dado que este é projetado para atender uma ampla gama de fenômenos físicos e é mais adequado para descrever o fluxo não isotérmico do misturador. Além disso, o método dos elementos finitos, por ser matematicamente mais sofisticado, apresenta mais qualidade nas soluções apresentadas (GERLICH; SULOVSÁ; ZÁLEŠÁK, 2013; KUKRETI et al., 1986; WANG et al., 2012; YOON et al., 2013).

O computador utilizado para as simulações, realizadas através do software COMSOL *Multiphysics*®, possui processador Core i7, 4790k, com 32 GB de memória RAM DDR3 e placa de vídeo Nvidia GTX 770.

#### 3.1.1 Geometria

É pertinente considerar que os processos industriais são distintos e algumas características devem ser tratadas de forma específica, de tal modo que, para cada caso deve-se avaliar a origem, o tratamento necessário e o destino dos gases. Para atender a proposta deste projeto, se faz necessário que o equipamento seja flexível, modulado, de fácil operação, que compreenda uma elevada gama de variações de parâmetros.

Patkar e Patwardhan (2011) e Yousuf (2013) propuseram que os misturadores baseados em jatos de fluido seriam suficientes para efetuar a mistura de forma satisfatória para a maioria dos casos onde os fluidos envolvidos fossem pouco viscosos. Patkar e Patwardhan (2011)

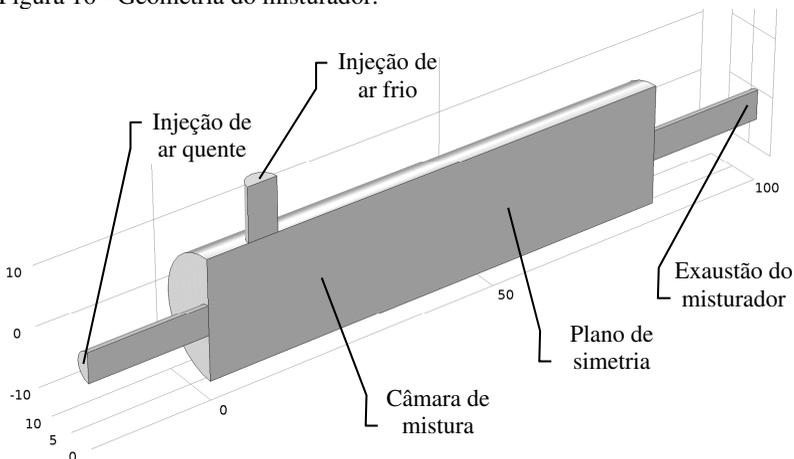
demonstram ainda que os melhores resultados de mistura foram alcançados no misturador de jatos axiais para o ângulo de  $90^\circ$ .

É interessante utilizar uma geometria que possibilite o incremento posterior de módulos de mistura, como os bicos injetores apresentados por Ghanem et al. (2014) e Shan e Zhang (2009). Mais ainda, para maiores volumes de fluido, é pertinente manter a possibilidade de acrescentar condicionadores de fluxo ou misturadores estruturados como os expostos por Chemineer (2014) e Samhwa (2014).

Se a temperatura na origem dos gases for muito variável ou o processo posterior exigir uma flutuação pequena na temperatura, é necessário que a variação seja absorvida pelo misturador. Isso pode ser obtido com auxílio de um bom sistema de controle, amparado pela “inércia térmica” do sistema, que depende do tempo de residência no misturador, da massa e da capacidade calorífica dos fluidos.

O projeto possui por premissa apresentar uma proposta que possa ser adaptada para as mais diversas situações. Desta forma, baseado na literatura, algumas geometrias simples, compostas por um cilindro com duas entradas e uma saída foram submetidas à simulação prévia. A geometria apresentada na Figura 16 ofereceu o melhor resultado prévio para a equalização da temperatura, sendo então, objeto deste estudo.

Figura 16 - Geometria do misturador.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 16 apresenta a geometria modelada no Software COMSOL *Multiphysics*. Nesta, há uma injeção de ar quente em uma das extremidades do cilindro e uma injeção de ar frio na lateral próxima à

entrada de ar quente, formando um ângulo de  $90^\circ$  e promovendo o choque entre as correntes. A saída está disposta no lado oposto à entrada do ar quente.

Inicialmente, optou-se por um misturador de 80 cm de comprimento, 10 cm de raio e tubulação de 2,5 cm de raio para todas as correntes. Para economia de malha e, por consequência, custo computacional, é possível definir um plano de simetria que corta todo o domínio de forma longitudinal, reduzindo o volume de cálculo e agilizando o procedimento.

A geometria do misturador estático proposto permite uma possível admissão de bicos injetores nas correntes de entrada, bem como, o preenchimento do misturador com condicionadores de fluxo ou materiais porosos, aumentando a inércia térmica e melhorando as condições de mistura.

De acordo com COMSOL (2014), para uma geometria em 3D, a malha da camada limite ou elementos de parede, é um prisma se a camada adjacente for triangular, ou um hexaedro se os limites da camada imediata conter uma malha quadrilateral. A malha dos elementos de parede possui distribuição de elemento denso no sentido normal ao longo dos limites específicos. Este tipo de malha normalmente é usado para problemas de fluxo de fluido turbulento para resolver as camadas limite finas ao longo das fronteiras, porém, geralmente são elementos de baixa qualidade.

### **3.1.2 Estudo da malha**

#### **3.1.2.1 Malha para escoamento laminar transiente**

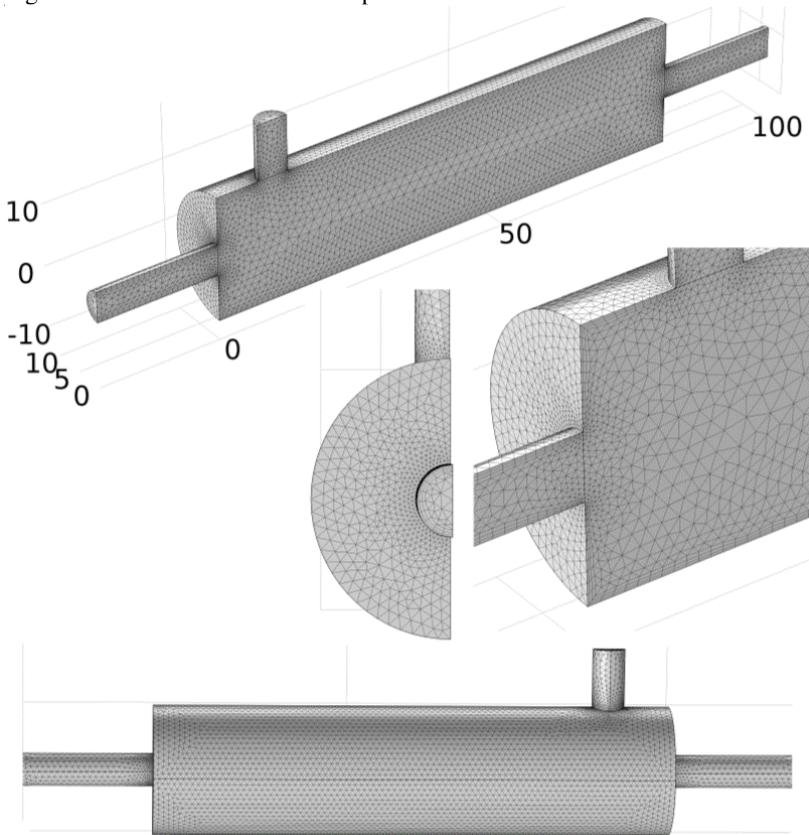
Para a definição da malha adequada para a geometria estudada, foram realizadas três simulações comparando três malhas distintas, não alterando os demais parâmetros da simulação e considerando somente o efeito da malha sobre o resultado da simulação.

Vale considerar que as simulações precisam cobrir um horizonte de tempo consideravelmente longo, de 55 minutos. Assim, a escolha foi moderada e escolhida, ponderando os seguintes aspectos:

- Convergência;
- Qualidade da malha;
- Representação adequada da geometria;
- Custo computacional;
- Tipo de escoamento.

A primeira malha testada, constituída de 169657 elementos, sendo 561 elementos piramidais e 32502 elementos prismáticos de camada ou de parede. A representação da geometria foi adequada, sem apresentar supressão acentuadas de curvas. A Figura 17 apresenta a primeira malha testada.

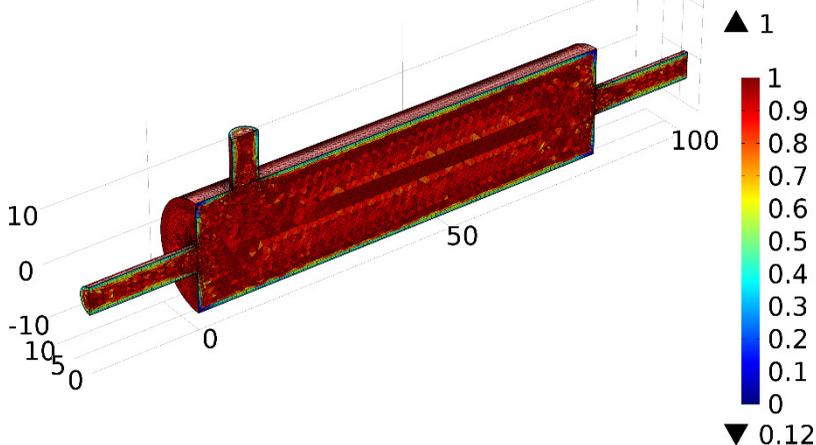
Figura 17 - Primeira malha testada para escoamento laminar.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A qualidade dos elementos pode ser examinada por uma ferramenta do software COMSOL *Multiphysics*®, que plota a qualidade da malha em uma escala de 0 a 1, sendo que, quanto mais próximo de 1, melhor a qualidade dos elementos. A Figura 18 apresenta o estudo da qualidade da malha.

Figura 18 - Qualidade da primeira malha testada para escoamento laminar.



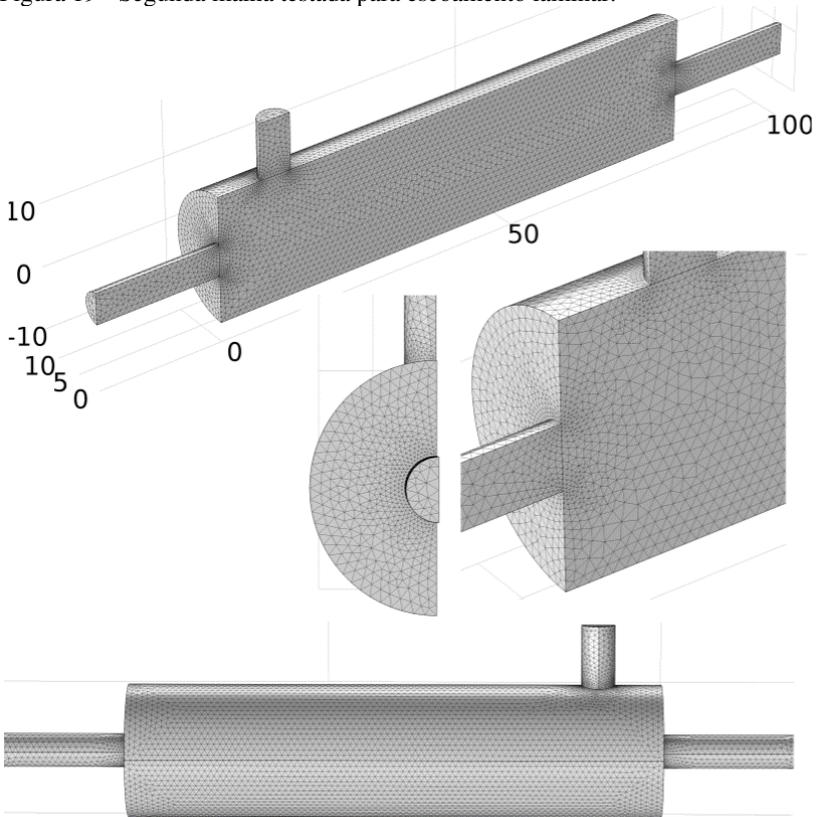
Fonte: desenvolvido pelo autor.

Observa-se que os elementos de camada possuem baixa qualidade, principalmente os mais próximos da superfície do misturador. É possível detectar também vários elementos de média qualidade na zona onde ocorre o choque entre as correntes quentes e frias. Nesta parte do domínio, incidem elevadas diferenças de temperatura e alterações constantes no escoamento dos fluidos, podendo gerar erros consideráveis na simulação.

O modelo, com a primeira malha, obteve a solução dependente do tempo em 5 dias, 6 h, 14 min, 7 s. Utilizando memória física de 8,38 GB, e memória virtual de 8,58 GB. O resultado de temperatura de saída, apresentou pequenas perturbações geradas, provavelmente, por erros numéricos. O resultado foi obtido, porém, a demora na convergência torna o processo moroso e de elevado custo computacional.

A segunda malha testada, apresentada na Figura 19, constituiu-se de 206204 elementos. Nesta simulação, foram suprimidos os elementos de parede, dado que, para a física laminar, o papel desses elementos não tem fundamental importância. O objetivo da retirada dos elementos de parede é reduzir o número de elementos de baixa qualidade, melhorar a qualidade da malha e, por consequência, reduzir o erro apresentado nestes pontos. A representação da geometria foi adequada.

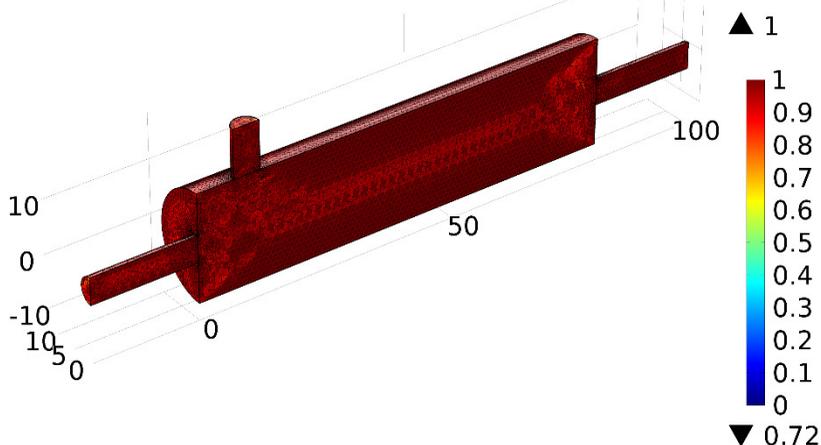
Figura 19 - Segunda malha testada para escoamento laminar.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Da mesma forma que para a malha anterior, foi possível avaliar a qualidade da malha, com auxílio do gráfico em questão. A Figura 20 apresenta o estudo da qualidade da segunda malha testada. Observa-se que, suprimindo os elementos de camada e refinando a malha, obteve-se maior qualidade dos elementos da malha, porém, no centro do cilindro misturador ainda há muitos elementos de baixa qualidade que, por ser um ponto de variação abrupta de velocidade e temperatura, podem gerar erros consideráveis.

Figura 20 - Qualidade da segunda malha testada para escoamento laminar.



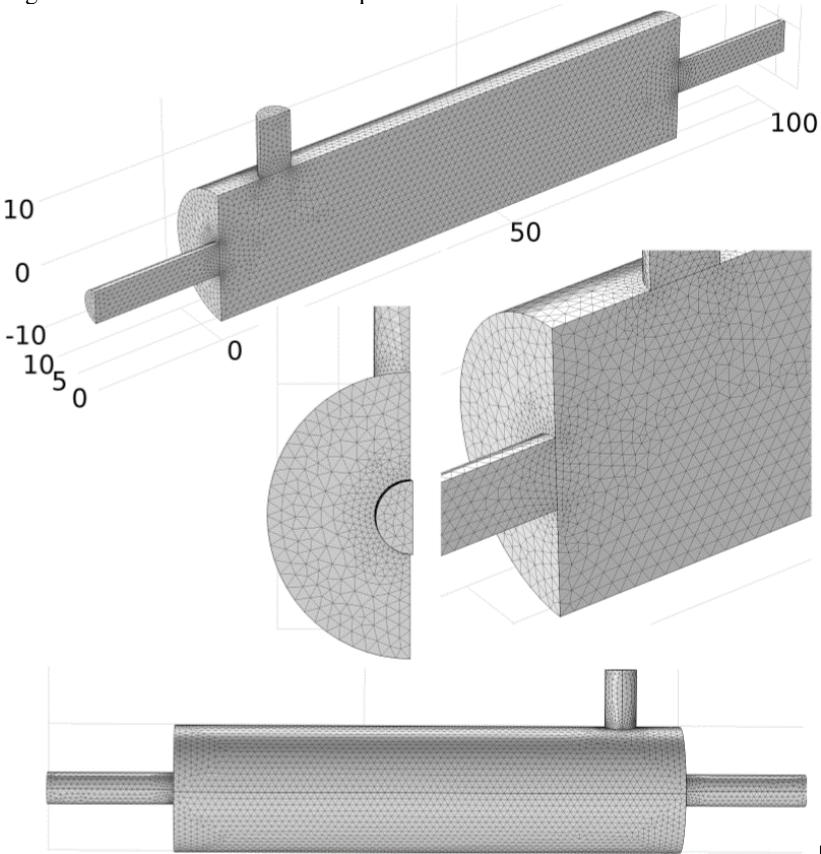
Fonte: desenvolvido pelo autor.

O relatório gerado pelo software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup>, mostra que o modelo discretizado pela segunda malha, obteve a solução para um estudo dependente do tempo em 3 dias, 4 h, 26 min, 8 s, utilizando memória física de 7,24 GB e memória virtual de 7,34 GB. O resultado de temperatura de saída, porém, apresentou elevada perturbação no segundo estágio de variação da velocidade de fluido frio, tornando o processo de convergência mais lento nesta fase.

Finalmente, a terceira malha testada, constituiu-se de 183453 elementos. Da mesma forma que no segundo estudo, foram eliminados os elementos de parede. Nesta etapa, com o objetivo de melhorar a qualidade da malha em regiões onde ocorre elevadas diferenças de temperatura, efetuou-se o refino da malha localmente na zona de mistura e nos dutos.

Para melhorar a distribuição dos elementos da malha, limitou-se os tamanhos máximo e mínimo dos elementos da malha. Com isso foi possível melhorar a qualidade dos elementos nas regiões citadas, mesmo com redução do número de elementos da malha, o que se torna interessante para redução do tempo de simulação. Ponderando a complexidade da simulação devido aos transientes de temperatura e vazão, aliados ao longo tempo coberto pela simulação, a malha foi considerada adequada. A terceira e última malha testada é apresentada na Figura 21.

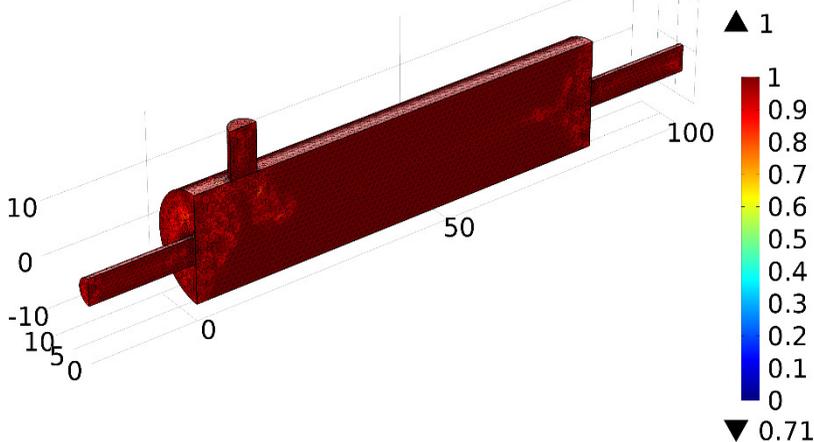
Figura 21 - Terceira malha testada para escoamento laminar.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 22 apresenta o estudo da qualidade da terceira malha testada. Observa-se que, que ocorreu uma melhoria significativa na maior parte dos elementos da malha da câmara de mistura. Da mesma forma que para os dois estudos anteriores da malha, a representação da geometria foi adequada, sem apresentar supressão acentuadas de curvas.

Figura 22 - Qualidade da terceira malha testada para escoamento laminar.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

O modelo, com a terceira malha estudada, disposta nos termos já descritos, obteve a solução dependente do tempo em 13 h, 36 min, 7 s, utilizando memória física de 6,48 GB e memória virtual de 6,68 GB. O resultado de temperatura de saída, diferentemente da segunda malha avaliada, não apresentou grandes perturbações geradas por erros numéricos, tornando os resultados mais confiáveis, obtidos com relativo baixo custo computacional. Novos refinamentos na malha apresentaram-se menos interessantes pois aumentaram o tempo para solução final, sem acrescentar nada de relevante ao resultado.

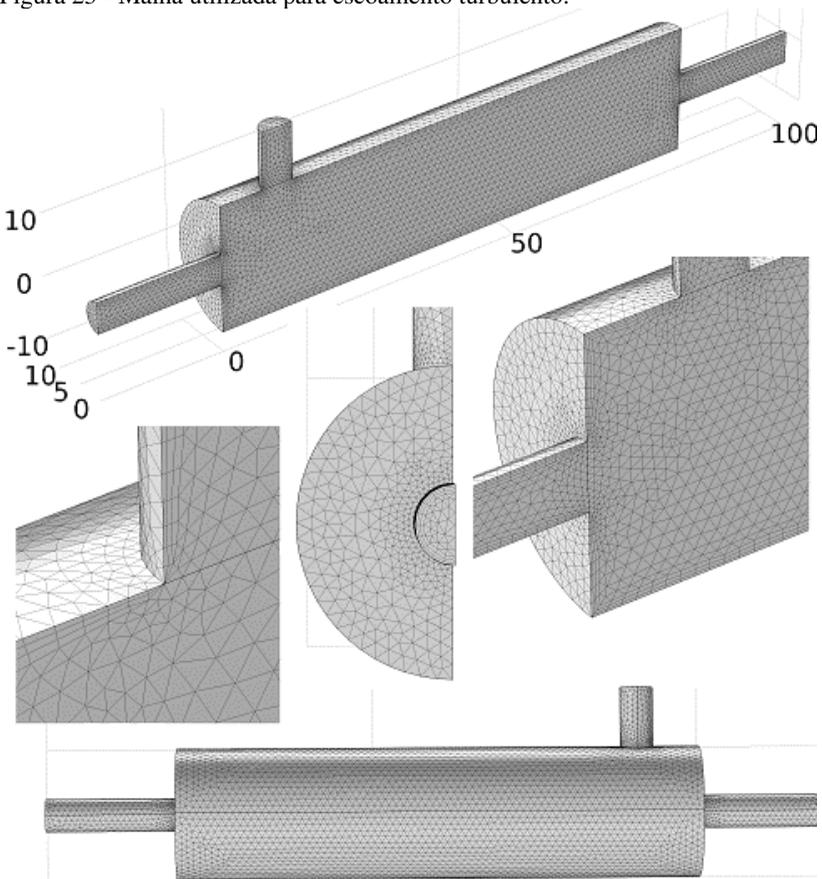
### 3.1.2.2 Malha para escoamento turbulento estacionário

Realizou-se a construção da malha para o estudo estacionário em regime turbulento seguindo a mesma linha de raciocínio adotada para o regime laminar, porém, para fluxo de fluido turbulento, é pertinente utilizar elementos de camada para resolver as camadas limite finas ao longo das fronteiras. Para tanto, a malha foi construída com 207551 elementos, sendo 442 elementos piramidais e 23227 elementos prismáticos de camada ou de parede.

Para a malha tetraédrica, manteve-se o conceito discutido anteriormente, mantendo-a mais uniforme em toda a câmara de mistura e evitando elementos de baixa qualidade nas regiões com elevadas diferenças de temperatura e na zona de mistura. A Figura 23 apresenta a

malha utilizada nos estudos estacionários para simulações no regime turbulento.

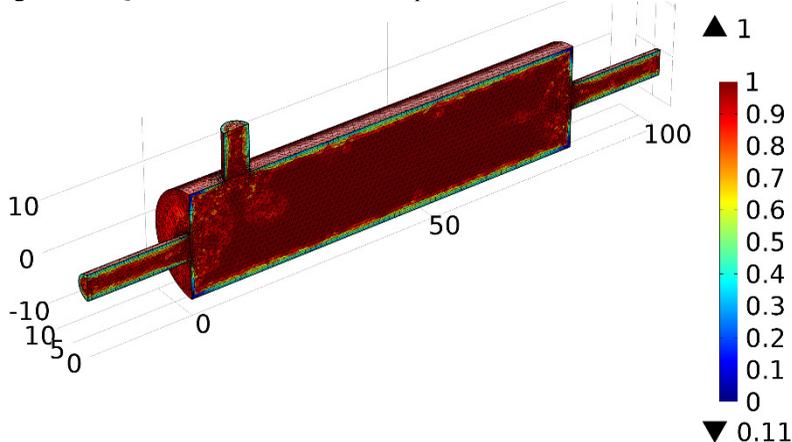
Figura 23 - Malha utilizada para escoamento turbulento.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Observa-se na avaliação da qualidade dos elementos da malha, apresentados na Figura 24, que os elementos de parede apresentam baixa qualidade quando comparados aos elementos tetraédricos, o que já era esperado. A baixa qualidade desses elementos não compromete o resultado final, pois a maior parte da malha apresenta boa qualidade e os elementos piramidais e prismáticos representam melhor o escoamento junto da parede.

Figura 24 - Qualidade da malha utilizada para escoamento turbulento.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

O modelo turbulento, com malha disposta conforme a Figura 24, obteve a solução para um estudo estacionário em 38 min, 4 s, utilizando memória física de 2,08 GB e memória virtual de 2,32 GB. Considerando a complexidade do sistema, o baixo tempo de convergência, bem como os termos já descritos, julga-se a malha adequada para o modelo.

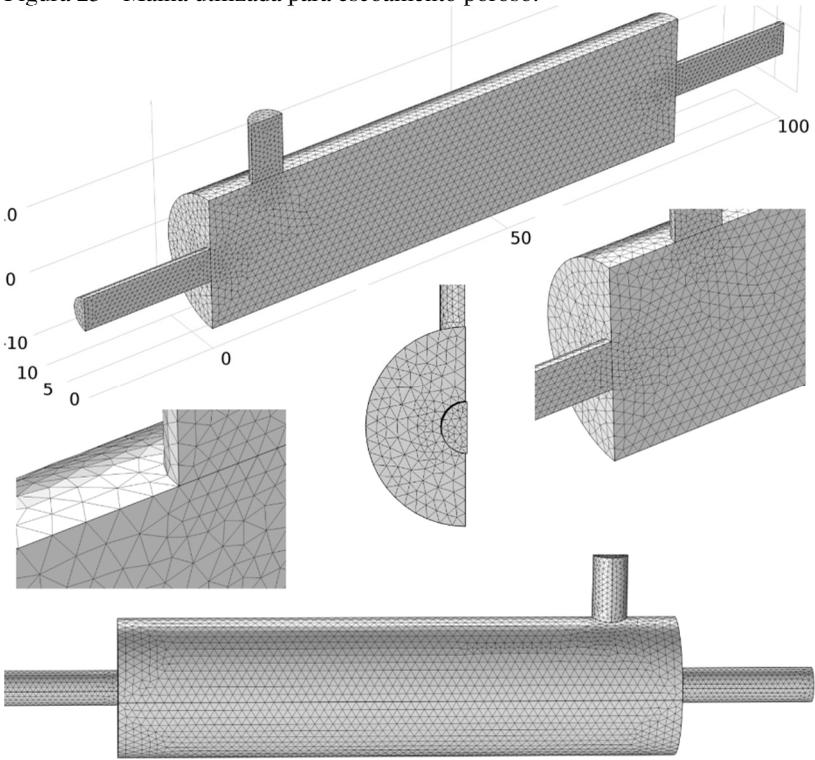
### 3.1.2.3 Malha para escoamento livre conjugado com poroso

Inicialmente, para o modelo que retrata o escoamento livre conjugado com poroso, foram realizados testes com a mesma malha utilizada para o modelo laminar transiente, Figura 21. Porém, devido ao elevado custo computacional requerido para a resolução do modelo poroso, optou-se por aliviar a malha, mantendo o mesmo conceito de distribuição da malha, conservando os dutos de injeção e exaustão inalterados e gerando uma malha de 91784 elementos.

A representação da geometria foi adequada, sem apresentar supressão acentuada de curvas. A Figura 25 mostra a malha utilizada na simulação com inserção de meio poroso. A solução dependente do tempo foi obtida em 8 h, 35 min, 27 s, utilizando memória física de 5,91 GB e memória virtual de 6,27 GB.

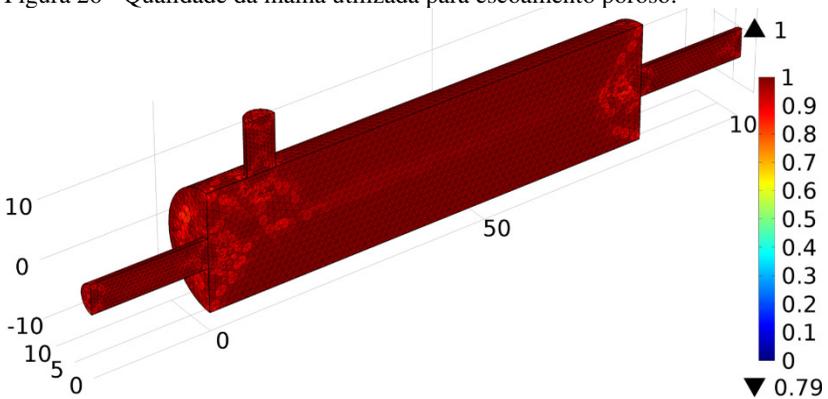
A Figura 26 apresenta o estudo da qualidade da malha utilizada para a simulação com meio poroso. Observa-se que, mesmo com a redução do número de elementos, a qualidade da malha ficou elevada com qualidade mínima de 0,79.

Figura 25 - Malha utilizada para escoamento poroso.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Figura 26 - Qualidade da malha utilizada para escoamento poroso.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

### 3.1.3 Equacionamento

#### 3.1.3.1 escoamento laminar transiente

O Software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup> utiliza, para a resolução do escoamento de fluido compressível no misturador, as equações da continuidade e quantidade de movimento, representadas pelas Equações 2 e 3, respectivamente. Para modelar a transferência de calor, utiliza a equação da conservação da energia, conforme Equação 27.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad 2$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad 3$$

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad 27$$

#### 3.1.3.2 escoamento turbulento estacionário

O Software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup> utiliza, para a resolução do escoamento turbulento de fluido compressível no misturador, as Equações de 7 a 12. Para modelar a transferência de calor, utiliza a equação da conservação da energia simplificada, conforme a Equação 28.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad 7$$

$$\rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot \left[ -p \mathbf{I} + (\mu + \mu_T) (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_T) (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} - \frac{2}{3} \rho \boldsymbol{\ell} \mathbf{I} \right] + \mathbf{F} \quad 8$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{\boldsymbol{\ell}^2}{\varepsilon} \quad 9$$

$$\rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \boldsymbol{\ell} = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla \boldsymbol{\ell} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad 10$$

$$P_k = \mu_T \left[ \nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho \boldsymbol{\ell} \nabla \cdot \mathbf{u} \quad 11$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} P_k, \quad \varepsilon = \text{ep} \quad 12$$

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad 28$$

### 3.1.3.3 escoamento livre e em meio poroso transiente

No sistema misto, com escoamento livre e em meio poroso acoplado, o Software COMSOL *Multiphysics*® utiliza para a resolução do escoamento livre as Equações 2 e 3 e, para o meio poroso, as Equações 20 e 21.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad 2$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad 3$$

$$\frac{\partial(\varepsilon_p \rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = Q_{br} \quad 20$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{\varepsilon_p} \left( \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \frac{\mathbf{u}}{\varepsilon_p} \right) = \nabla \cdot \left[ -p \mathbf{I} + \frac{\mu}{\varepsilon_p} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2\mu}{3\varepsilon_p} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right] \\ - \left( \mu K^{-1} + \beta_F |\mathbf{u}| + \frac{Q_{br}}{\varepsilon_p^2} \right) \mathbf{u} + \mathbf{F} \end{aligned} \quad 21$$

Para modelar a transferência de calor, utiliza as Equações 27 e 29, que são as equações de conservação da energia, para escoamento livre e em meio poroso, respectivamente.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad 27$$

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + Q \quad 29$$

### 3.1.4 Condições iniciais e de contorno

Para as velocidades iniciais de injeção de fluido quente de até 1,5 m/s, obtidos nos procedimentos experimentais, utiliza-se um modelo

laminar transiente não isotérmico. Neste, considera-se duas físicas para descrever os fenômenos: escoamento laminar de fluidos e transferência de calor em fluidos.

Nas velocidades iniciais maiores de injeção de fluido quente acima de 2,0 m/s, o modelo laminar não foi capaz de convergir para uma solução analítica, então, para estes casos considerou-se um modelo turbulento não isotérmico estacionário. Da mesma forma que para o modelo laminar, para este, são necessárias duas físicas para descrever os fenômenos: escoamento turbulento de fluidos e transferência de calor em fluidos.

Finalmente, para avaliar o impacto da inserção de meio poroso no sistema de mistura, utilizou-se um modelo conjugado, que considera escoamento livre e em meio poroso, para velocidade inicial de fluido quente de 1 m/s. O Software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup> considera interfaces com físicas mistas, assim, duas físicas são necessárias para descrever os fenômenos de escoamento de fluidos: uma aplicada ao escoamento livre laminar e escoamento em meio poroso, e outra, para descrever a transferência de calor em fluidos e em meios porosos.

Para todo o domínio foi considerada a aceleração da gravidade como uma variável interna:  $g_{const}$ . As propriedades do ar (viscosidade dinâmica, densidade, calor específico e condutividade térmica) são consideradas ao selecionar o tipo de fluido envolvido no modelo. O Software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup> possui essas propriedades pré-definidas, já com variações em função da pressão e temperatura, conforme as Equações 22, 23, 33 e 34.

As condições iniciais e de contorno dos modelos são alinhadas e pautadas de acordo com o procedimento experimental, que será descrito detalhadamente no item 3.2.7.

#### 3.1.4.1 Escoamento laminar transiente

O modelo laminar se demonstrou adequado para descrever as vazões mais baixas de injeção de fluido quente, então, as simulações transientes detiveram-se nas velocidades iniciais de 0,5, 1,0 e 1,5 m/s. Para cada velocidade inicial, três temperaturas diferentes são observadas, totalizando 9 simulações de 3300 s (55 min).

No módulo experimental, a vazão de ar é obtida antes do aquecimento, ou seja, mesmo com a alteração da velocidade na entrada do misturador em função da variação da temperatura, a vazão mássica é mantida constante. A velocidade de entrada de fluido quente varia de acordo com o aquecimento do ar na entrada, devido à expansão dos gases.

Sua variação se dá através de uma expressão dependente da temperatura, considerando gás ideal, de acordo com a Equação 42.

As velocidades de injeção do fluido frio são impostas por uma expressão dependente do tempo e consideram um longo transiente inicial de 1800 s, condicionado pela dinâmica do módulo experimental e seguido de patamares a cada 300 s, até o tempo final de 3300 s. O Quadro 2 apresenta as velocidades pré-definidas de acordo com o tempo para a entrada de fluido frio, utilizadas em todas as simulações transientes. Neste projeto entende-se “fluido frio” como ar à temperatura ambiente, colocado desta forma para facilitar a escrita.

Quadro 2 - Velocidade de injeção de fluido frio.

<b>Tempo [s]</b>	<b>Velocidade de entrada de fluido frio <math>u_f</math> [m/s]</b>
0 - 1800	0,5
1801 - 2100	1,0
2101 - 2400	1,5
2401 - 2700	2,0
2701 - 3000	2,5
3001 - 3300	0,5

Fonte: desenvolvido pelo autor.

A condição de parede foi selecionada para todas as paredes, dutos de entrada e saída do misturador como “não deslizamento na parede”:  $\mathbf{u} = 0$  m/s (*no slip*). As condições iniciais de velocidade são definidas como  $\mathbf{u} = 0$  m/s, para todas as direções. Da mesma forma é definido para a pressão  $P = P_0$ , onde  $P_0 = P_{atm}$ .

A condição inicial de temperatura foi definida para cada simulação, de acordo com as condições reais apresentadas no experimento. A temperatura de injeção do fluido frio foi monitorada continuamente em cada experimento e uma temperatura média foi definida para cada corrida experimental

A temperatura do fluido quente depende da dinâmica de aquecimento do forno e do sistema. Inicialmente a variação de temperatura se dá de forma rápida, reduzindo de intensidade no decorrer da corrida. Os dados de temperatura são coletados a cada segundo pelo sistema de aquisição, ou seja, em uma corrida de 3300 s, tem-se 3300 pontos de temperatura.

Com os dados de temperatura de injeção do fluido quente, em cada procedimento experimental, foi possível plotar os dados em um gráfico de tempo *versus* temperatura. Com estes dados, foram realizados ajustes das curvas utilizando o software comercial Origin, por meio do qual também foram calculados os valores do coeficiente de determinação R<sup>2</sup> correspondente a cada ajuste. A função que mais se ajustou aos dados foi a sigmoideal logistic5 (Equação 57), que apresenta 5 parâmetros, apresentados no Quadro 3.

$$y = A_{\min} + \frac{A_{\max} - A_{\min}}{\left(1 + \left(\frac{c}{c_0}\right)^{-q}\right)^s} \quad 57$$

Quadro 3 – Parâmetros da equação ajustada para função de temperatura.

Parâmetro	Tq alta			Tq média			Tq baixa		
	0,5 [m/s]	1,0 [m/s]	1,5 [m/s]	0,5 [m/s]	1,0 [m/s]	1,5 [m/s]	0,5 [m/s]	1,0 [m/s]	1,5 [m/s]
A <sub>min</sub>	302,95	299,93	300,77	301,94	299,88	300,08	302,31	303,07	302,17
A <sub>max</sub>	672,90	684,48	693,05	507,14	526,65	525,17	428,14	441,90	454,28
c <sub>0</sub>	118,97	97,34	76,44	108,32	15,76	20,10	238,41	245,78	186,91
q	1,40	1,52	1,46	1,31	1,31	1,36	1,46	1,76	1,73
s	5,05	5,97	5,86	6,34	59,97	38,75	2,12	2,20	2,74
R <sup>2</sup>	0,9985	0,9980	0,9979	0,9993	0,9988	0,9990	0,9990	0,9985	0,9995

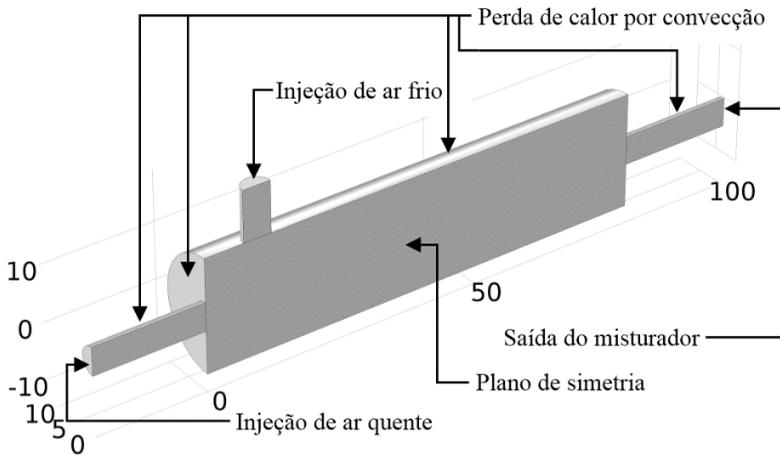
Fonte: desenvolvido pelo autor.

O módulo experimental contém isolamento de 1 cm de lã de vidro em todas as laterais. Para considerar a perda de calor para o meio utilizou-se a teoria das resistências, ou seja, resistência à convecção forçada no interior do cilindro misturador, condução na parede metálica interna, isolamento e parede metálica externa e, finalmente, convecção natural na parte externa do cilindro. Os efeitos de radiação foram negligenciados.

A Equação 56 foi utilizada para estimar a quantidade de calor perdida pelas paredes de acordo com a variação da temperatura interna do misturador. Esta foi monitorada continuamente por uma função “probe”, do software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup>, que registra a temperatura do sistema a cada passo de tempo da simulação. Os dados de temperatura, velocidade, propriedades físicas do ar, números adimensionais, coeficiente convectivo e resistências à transferência de calor são apresentados detalhadamente nas Tabelas 1, 2 e 3 do Anexo A.

A Figura 27 apresenta as paredes, o plano de simetria, as entradas e saídas no modelo.

Figura 27 - Condições de contorno para o escoamento livre.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

### 3.1.4.2 Escoamento turbulento estacionário

A geometria utilizada na simulação para regime de escoamento turbulento, é exatamente a mesma utilizada para regime laminar, descrita anteriormente na Figura 27 do item 3.1.4.1.

Para as velocidades iniciais de injeção de fluido quente de 2,0 e 2,5 m/s, utilizou-se um modelo turbulento não isotérmico, resolvido em um estudo estacionário para avaliar cada estágio da corrida experimental. Para cada uma das velocidades iniciais, três temperaturas diferentes são avaliadas nos experimentos, somando 6 corridas experimentais. No entanto, a cada vazão e temperatura de injeção de fluido quente, 6 vazões são impostas em diferentes estágios na injeção de fluido frio, totalizando 36 cenários diferentes, todos amparados por simulação.

No procedimento experimental, as velocidades de entrada do fluido frio foram impostas com alterações previamente programadas. O sistema não apresenta propriamente um quadro estacionário, porém, o momento imediatamente anterior à cada alteração apresenta um quadro com variações mais suaves. A partir disso, alinharam-se as simulações de acordo com o conjunto de informações de vazão e temperatura coletadas nestes instantes. O Quadro 4 apresenta os dados de temperatura e velocidades pré-definidas para cada simulação em regime turbulento.

Quadro 4 – Condições para cada simulação turbulenta.

Temperatura Tq	Tempo [s]	Velocidade injeção quente [m/s]	Velocidade de injeção fria [m/s]	Temperatura injeção quente [°C]	Temperatura inicial [°C]	Temperatura ar frio [°C]	Temperatura Média [°C]
Alta	1800	2,0	0,5	386,3	26,1	26,3	220,5
	2100		1,0	391,1			216,8
	2400		1,5	396,0			208,2
	2700		2,0	400,8			184,3
	3000		2,5	405,9			170,3
	3300		0,5	409,1			226,9
	1800	2,5	0,5	366,0	29,2	29,6	233,3
	2100		1,0	371,4			227,7
	2400		1,5	372,2			218,3
	2700		2,0	375,8			205,2
	3000		2,5	378,8			199,4
	3300		0,5	382,7			239,0
Média	1800	2,0	0,5	231,2	27,6	28,1	141,0
	2100		1,0	235,0			138,2
	2400		1,5	238,2			131,2
	2700		2,0	241,3			117,0
	3000		2,5	242,1			112,6
	3300		0,5	245,7			145,1
	1800	2,5	0,5	222,0	28,2	28,5	148,0
	2100		1,0	226,5			145,6
	2400		1,5	228,3			140,4
	2700		2,0	230,5			129,4
	3000		2,5	232,6			119,3
	3300		0,5	231,3			150,6
Baixa	1800	2,0	0,5	164,4	27,7	28,6	104,5
	2100		1,0	168,6			103,1
	2400		1,5	170,5			98,0
	2700		2,0	171,0			88,1
	3000		2,5	172,7			83,8
	3300		0,5	172,9			106,5
	1800	2,5	0,5	166,4	29,3	29,5	115,3
	2100		1,0	166,5			111,9
	2400		1,5	168,3			107,4
	2700		2,0	169,9			99,1
	3000		2,5	173,4			96,2
	3300		0,5	174,8			116,6

Fonte: desenvolvido pelo autor.

Da mesma forma que para o modelo laminar, descrito no item 3.1.4.1, a velocidade de entrada de fluido quente varia de acordo com o aquecimento do ar na entrada, devido à expansão dos gases. Sua variação se dá através de uma expressão considerando gás ideal, de acordo com a Equação 42.

Para descrever o escoamento junto à parede de um fluxo turbulento, selecionou-se “função de parede” em toda a superfície sólida da geometria. Da mesma forma que para o modelo laminar, no modelo turbulento as condições iniciais de velocidade são definidas como  $\mathbf{u} = 0$

m/s, para todas as direções. Da mesma forma é definido para todo domínio:  $P = P_0$ , onde  $P_0 = P_{atm}$ .

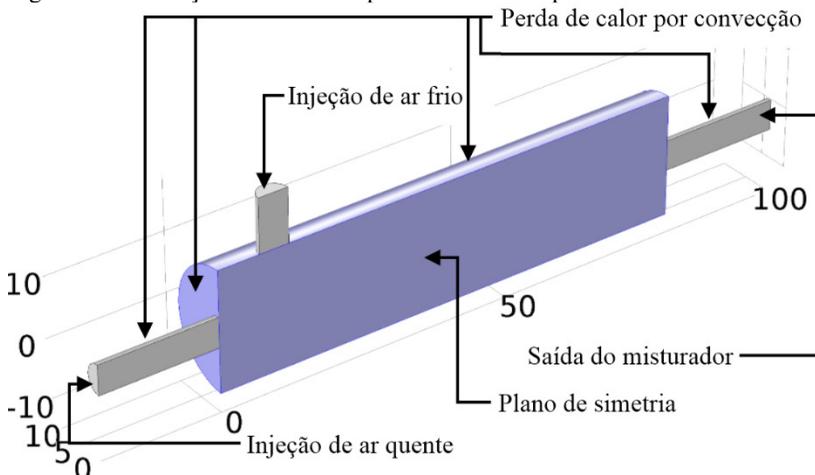
A condição inicial de temperatura, bem como a temperatura média de injeção do fluido frio para cada configuração avaliada, podem ser observadas no Quadro 4, que também apresenta a temperatura de injeção do fluido quente para cada simulação.

A quantidade de calor perdida para o meio varia de acordo com a diferença entre a temperatura média interna do misturador e a temperatura ambiente, conforme descrito na Equação 56, que foi utilizada para estimar a quantidade de calor perdida pelas paredes. Da mesma forma que para a situação laminar, uma função “probe” do software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup> registra a temperatura média do sistema a cada passo de tempo da simulação. Os dados de temperatura, velocidade, propriedades físicas do ar, números adimensionais, coeficiente convectivo e as resistências à transferência de calor são apresentados detalhadamente nas Tabelas 4, 5 e 6 do Anexo A.

### 3.1.4.3 Escoamento em meio poroso

A Figura 28 apresenta um esquema indicando as paredes, plano de simetria, entradas e saídas no misturador. A diferença básica entre o modelo apresentado na Figura 27, é que o cilindro principal, destacado, foi selecionado como meio poroso, repleto com fibra de vidro.

Figura 28 - Condições de contorno para o misturador poroso.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

O escopo do trabalho abordou apenas uma corrida experimental com inserção de meio poroso, com velocidade inicial de injeção de fluido quente de 1 m/s, com 55 minutos de cobertura, passando por 6 estágios de vazão na injeção de fluido frio.

A velocidade de injeção de fluido quente inicia com 1,0 m/s e varia de acordo com a expansão dos gases, gerada pelo aquecimento do ar na entrada. Sua variação é considerada através de uma expressão considerando gás ideal, de acordo com a Equação 42. As velocidades de injeção de fluido frio seguem o mesmo programa descrito pelo Quadro 2 com temperatura média de 299,2 K.

A condição inicial de temperatura é de 298,7 K. As condições iniciais de velocidade são definidas como  $\mathbf{u} = 0$ , para todas as direções. Do mesmo modo, para pressão é definido  $P = P_0$ , onde  $P_0 = P_{\text{atm}}$ . Selecionou-se para todas as paredes, dutos de entrada e saída do misturador como “não deslizamento na parede”:  $\mathbf{u} = 0$  (*no slip*).

A perda de calor para o meio, considerada através da teoria das resistências e de acordo com a variação da temperatura interna do misturador, foi aproximada utilizando-se o mesmo valor considerado para o modelo laminar de mesma configuração de velocidades.

Com os dados de temperatura de injeção do fluido quente, obtidos no procedimento experimental, foi possível plotar os dados em um gráfico de tempo *versus* temperatura. Então, foram realizados ajustes das curvas utilizando o software comercial Origin, resultando na sigmoideal logistic5 (Equação 57). Seus parâmetros e coeficiente de determinação  $R^2$  são apresentados no Quadro 5.

Quadro 5 - Parâmetros da equação ajustada para função de temperatura.

Parâmetros sigmoideal Logistic 5	
Amin	298,47
Amax	584,86
x0	10,56
h	1,13
s	60,52
R <sup>2</sup>	0,00

Fonte: desenvolvido pelo autor.

### 3.2 MÓDULO EXPERIMENTAL

O protótipo desenvolvido possui características idênticas às consideradas na modelagem e simulação para, desta forma, ser passível de comparação. O equipamento é composto basicamente por duas partes:

um forno, para aquecimento do ar, e o misturador de gases. O registro da temperatura e vazão é feito por sensores ligados à uma placa de aquisição de dados.

### 3.2.1 Sensores de temperatura

Coelho e Campos (2010) e Omega (2015) explicam que o funcionamento dos sensores de temperatura é pautado pelas aplicações dadas, condições de operação, tipo de sensor e diâmetro da bainha da sonda. A partir disso, dois aspectos são geralmente utilizados para avaliar o comportamento dos sensores de temperatura: a constante de tempo “ $\gamma$ ” e o atraso da resposta “ $\tau$ ”. Reis e Yanagihara (1999) utilizaram termopar tipo K para a medida de temperatura de gases de exaustão.

Inicialmente a bancada experimental chega a temperaturas de até 500 °C, porém, em um momento posterior, temperaturas maiores serão consideradas. De acordo com o fabricante TECNOPAR (2015), os termopares tipo K podem ser aplicados para temperaturas de 0 à 1200 °C e tem precisão de 2,2 °C. Desta forma, os termopares do tipo K foram adquiridos e instalados no protótipo misturador para aquisição dos dados de temperatura. A Figura 29 apresenta o termopar utilizado nos experimentos.

Figura 29 - Termopar tipo K.



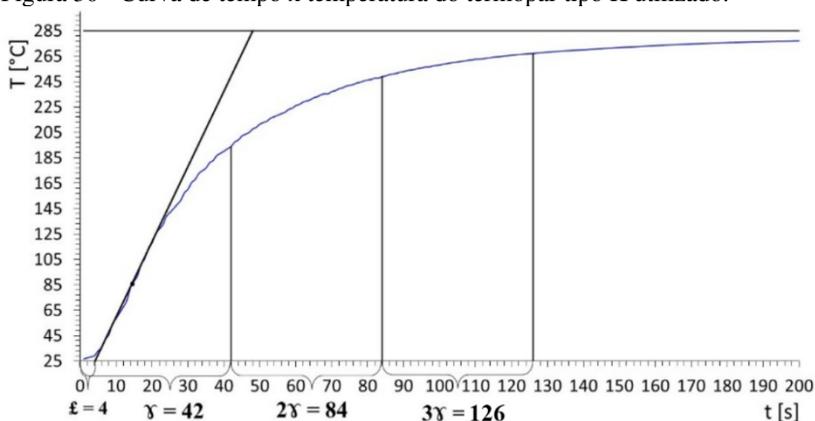
Fonte: desenvolvido pelo autor.

Omega (2015) descreve que a constante de tempo é definida como o tempo necessário para que um sensor alcance 63,2 % de uma alteração da temperatura, sob condições predeterminadas. Coelho e Campos (2010) indicam que a resposta atinge a 86,5 % da resposta final para duas constantes de tempo. Do mesmo modo, para 3, 4 e 5 constantes de tempo, a resposta alcança 95 %, 98,2 % e 99,3 % do valor final, respectivamente.

Devido ao comportamento assintótico, o sensor levaria um tempo infinito para alcançar o valor final de temperatura. Usualmente, utiliza-se por padrão o tempo necessário para o sinal de saída alcançar e fixar-se dentro dos 5 % do valor final, ou seja, três constantes de tempo (COELHO; CAMPOS, 2010).

Coelho e Campos (2010) apresentam um método através do qual é possível determinar a constante de tempo “ $\gamma$ ” e o atraso da resposta “ $\mathcal{L}$ ”. Trata-se de um experimento simples onde é avaliada a resposta do sensor quando este é submetido a uma variação degrau na temperatura. A Figura 30 mostra a curva de tempo *versus* temperatura do termopar tipo K utilizado nos experimentos.

Figura 30 - Curva de tempo x temperatura do termopar tipo K utilizado.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A curva observada na Figura 30 apresenta exatamente o comportamento descrito por Coelho e Campos (2010). Tem-se que a constante de tempo para o termopar é  $\gamma = 42$  s, definida quando o termopar atinge 63,2 % da resposta. O atraso da resposta é  $\mathcal{L} = 4$  s, definido pela linha tangente traçada no ponto de inflexão da curva.

Vale notar que o procedimento descrito, aplicado a uma variação degrau estacionária, demora 126 s para atingir 95 % da resposta final. Como nos experimentos tem-se longos transientes, o atraso na resposta e a constante de tempo têm impacto relevante na resposta de temperatura dos termopares e na dinâmica do sistema. Tal condição deve ser considerada em uma possível implementação de controle e automação do equipamento.

### 3.2.2 Sensores de vazão

Por definição, vazão é a quantidade de um fluido que escoou através de uma seção de uma tubulação ou canal por unidade de tempo. Basicamente, pode ser expressa em unidades de massa (vazão gravimétrica ou mássica), volume (vazão volumétrica) e ainda pode ser convertida em termos de velocidade. Para os gases, se houver necessidade, a temperatura e pressão, ou a densidade do fluido, devem ser expressas.

A maioria dos sensores de vazão possuem limitação de temperatura para a utilização, desta forma, optou-se por medir a vazão do ar antes do aquecimento, considerando a expansão através de equações termodinâmicas dispostas na literatura. Com isso, mesmo ocorrendo o aumento da velocidade na corrente de alimentação quente com a expansão dos gases, a vazão mássica é mantida constante.

Para obter dados de vazão confiáveis, utilizou-se o sensor de vazão SD6050 da empresa IFM electronic, desenvolvido especificamente para a medida de vazão de ar comprimido. Este considera as propriedades físicas do fluido, como temperatura e pressão, e possibilita a leitura sob a unidade mais apropriada: Nm<sup>3</sup>/h, NI/Min, Nm/s, Nm<sup>3</sup>. Além disso, o dispositivo apresenta a temperatura do ar comprimido. A facilidade para o registro e aquisição de dados é outro diferencial do equipamento, com saídas analógica e digital. A Figura 31 apresenta os sensores de vazão utilizados para leitura das vazões de injeção.

Figura 31 - Sensores de vazão utilizados.



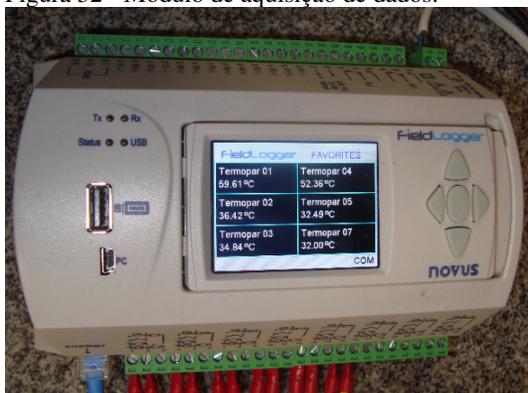
Fonte: desenvolvido pelo autor.

### 3.2.3 Aquisição de dados

O módulo de aquisição de dados Fieldlogger da empresa Novus foi selecionado devido à sua versatilidade e conectividade, contando com 8 entradas analógicas e 8 entradas digitais. O equipamento possui diversas conexões para aquisição de dados, possibilitando inclusive a conexão do equipamento com a rede de internet e o acesso remoto de qualquer computador, celular ou tablet conectado à internet. A Figura 32 apresenta a placa de aquisição de dados utilizada nos experimentos.

O módulo de aquisição de dados permite selecionar o intervalo de tempo entre os registros. Desta forma, para obter uma boa resolução da curva de resposta de temperatura e vazão, sem gerar uma quantidade excessiva de dados, foram realizados registros a cada segundo, facilitando também a comparação com a simulação ajustada na mesma escala de tempo.

Figura 32 - Módulo de aquisição de dados.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

### 3.2.4 Forno de aquecimento

O forno, utilizado nos experimentos para simular uma situação real, possui paredes isoladas com blocos refratários em todas as laterais e tampa. Para o aquecimento optou-se pela utilização de um queimador infravermelho, disposto na parte inferior do forno. A Figura 33 apresenta o forno de aquecimento utilizado, já com a serpentina sobre o queimador infravermelho.

Figura 33 – Forno de aquecimento com serpentina.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

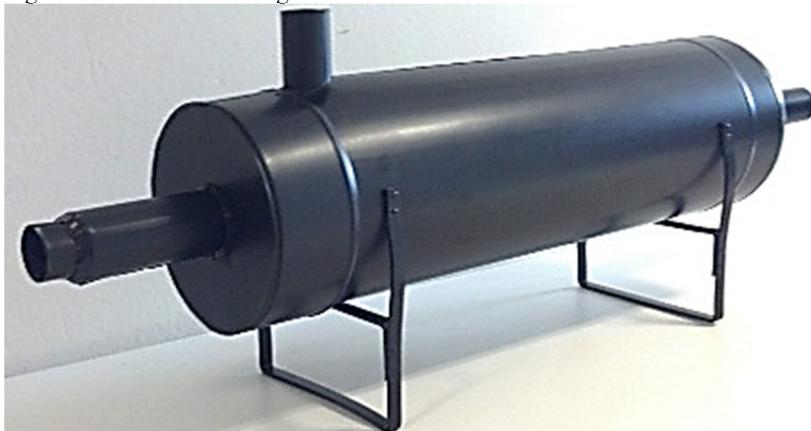
Dantas (2010) apresenta um trabalho completo sobre queimadores infravermelhos, no qual, caracteriza e monitora a eficiência deste tipo de queimador. O autor salienta que este apresenta várias vantagens para aplicações industriais, dentre elas, a homogeneidade no fornecimento de calor na forma de radiação e convecção. A queima, constante e sem variações, ocorre dentro de um leito cerâmico macro poroso e aquece uma grade de metal que, por consequência, gera radiação infravermelha. A convecção é gerada pelos gases de exaustão.

A composição atinge temperaturas entre 100 e 500 °C, de acordo com a intensidade da chama, controlada manualmente por um registro de agulha e pelo ângulo de abertura da tampa do forno, aumentando ou reduzindo a exaustão. O aquecimento do ar é feito através de uma serpentina helicoidal de cobre de 10 mm, disposta sobre o queimador infravermelho, conforme pode ser observado na Figura 33.

### 3.2.5 Misturador estático

Um misturador estático cilíndrico foi construído com intenção de realizar corridas experimentais e validar o modelo exibido no item 3.1.1. As dimensões internas do protótipo e do modelo são idênticas, facilitando a comparação dos resultados. A Figura 34 apresenta o misturador de gases utilizado nos experimentos.

Figura 34 – Misturador de gases.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A câmara de mistura foi confeccionada com chapas de aço galvanizado de 0,6 mm, formando parede dupla de 1 cm de espessura com recheio de lã de vidro como isolante térmico para reduzir as perdas de calor para o meio.

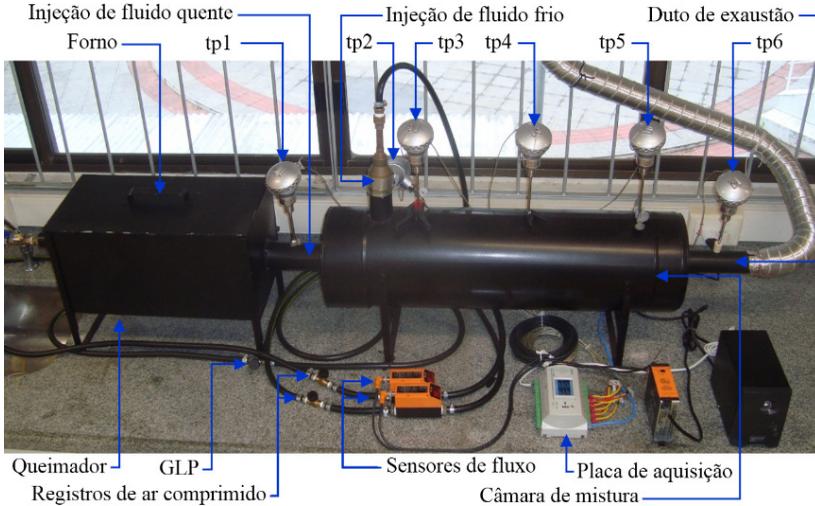
O cilindro principal foi desenvolvido com uma tampa removível, possibilitando a instalação futura de bicos injetores, condicionadores de fluxo ou a introdução de meio poroso na câmara de mistura. Este estudo, entretanto, deteve-se a investigar o comportamento do misturador apenas com jatos de fluido e com adição de fibra de vidro como meio poroso.

### **3.2.6 Bancada experimental**

O misturador é facilmente conectado ao forno, formando um bloco único, e, juntamente com os sensores de temperatura, vazão, placa de aquisição, fonte, cabos e conexões, formam a bancada experimental apresentada na Figura 35.

É possível observar na Figura 35 que os gases de exaustão são direcionados por um duto de alumínio para o ambiente externo. O ar comprimido é injetado por duas mangueiras de alta pressão, que passam pelos sensores de vazão e registros, posteriormente um é direcionado para a serpentina de aquecimento e outro diretamente para a parte superior do misturador. O gás GLP, obtido da instalação predial do laboratório, é injetado diretamente no queimador por uma mangueira de alta pressão e controlado manualmente por um registro agulha.

Figura 35 - Bancada experimental completa.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Ao todo, seis sensores de temperatura são dispostos em pontos estratégicos do misturador. Dois sensores são empregados para monitoramento das temperaturas das correntes de injeção quente e fria, um para a medida da temperatura de saída e três na câmara de mistura, todos dispostos no centro do cilindro.

Os sensores de vazão são ligados por um cabo a uma fonte de alimentação específica, que também é a conexão de dados com a placa de aquisição. Os termopares são ligados às portas analógicas da placa de aquisição por cabos blindados para evitar qualquer interferência externa. A fonte dos sensores de vazão e a placa de aquisição são conectadas a um estabilizador de voltagem para evitar flutuações na energia que possam influenciar na leitura.

A proximidade entre o misturador e o módulo de aquecimento faz com que o calor gerado pelo queimador infravermelho seja transmitido por condução pelas paredes de metal até o sensor de temperatura de entrada, influenciando na leitura. A presença da radiação é outro fenômeno que influencia a leitura da temperatura de entrada, pois é gerada devido à elevada temperatura de operação do queimador, serpentina e paredes do equipamento.

### 3.2.7 Procedimento experimental

O procedimento experimental prioriza a realização de perturbações na vazão em uma corrida inteiramente transiente, para, desta forma, avaliar a dinâmica de temperatura da saída do misturador e o comportamento do protótipo frente a uma situação real. Configurações de vazão e temperatura idênticas são consideradas na modelagem e simulação, conforme já apresentado no item 3.1.

A metodologia principal prevê três temperaturas de entrada, na prática, três ajustes diferentes na vazão de gás GLP no queimador poroso. Para cada temperatura, cinco vazões de entrada na corrente quente são selecionadas, totalizando quinze corridas experimentais de 55 min. Em cada corrida experimental, a vazão mássica de ar na corrente quente é mantida constante e a vazão da corrente fria recebe seis perturbações programadas, totalizando noventa configurações ou situações possíveis.

Mais três corridas experimentais, de 30 minutos, são consideradas, desta vez, para três temperaturas de entrada e velocidade de 1 m/s na corrente quente. A corrente fria se mantém desligada, para verificar o grau de influência desta na temperatura de saída.

Finalmente, insere-se na câmara de mistura fibra de vidro em manta distribuída de forma homogênea em todo o cilindro. Realiza-se uma corrida de 55 min, considerando-se uma vazão mássica constante na corrente quente, passando por 6 vazões diferentes na corrente fria.

Desta forma, registra-se o comportamento do protótipo sob vários aspectos:

- Variação da temperatura, mantendo-se a vazão mássica das correntes quente e fria constantes;
- Variação da vazão mássica das correntes quente e fria, mantendo-se a temperatura constante;
- Variação da vazão mássica da corrente fria, mantendo-se a vazão mássica da corrente quente constante;
- Variação da vazão mássica da corrente quente mantendo-se a vazão mássica da corrente fria constante;
- Variação da temperatura mantendo-se a vazão mássica da corrente quente constante, sem injeção de fluido frio;
- Variação da dinâmica da temperatura de saída com a inserção de meio poroso e mantendo-se temperaturas e vazões constantes.

Os Quadros 6 e 7 apresentam de forma resumida a gama de experimentos que o escopo deste projeto atinge, para escoamento livre e para meio poroso, respectivamente.

Quadro 6 - Relação de experimentos para escoamento livre.

Tempo [s]	Tq alta		Tq média		Tq baixa	
	Velocidade de injeção quente [m/s]	Velocidade de injeção fria [m/s]	Velocidade de injeção quente [m/s]	Velocidade de injeção fria [m/s]	Velocidade de injeção quente [m/s]	Velocidade de injeção fria [m/s]
0 - 1800	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
1801 - 2100		1,0		1,0		1,0
2101 - 2400		1,5		1,5		1,5
2401 - 2700		2,0		2,0		2,0
2701 - 3000		2,5		2,5		2,5
3001 - 3300		0,5		0,5		0,5
0 - 1800	1,0	0,5	1,0	0,5	1,0	0,5
1801 - 2100		1,0		1,0		1,0
2101 - 2400		1,5		1,5		1,5
2401 - 2700		2,0		2,0		2,0
2701 - 3000		2,5		2,5		2,5
3001 - 3300		0,5		0,5		0,5
0 - 1800	1,5	0,5	1,5	0,5	1,5	0,5
1801 - 2100		1,0		1,0		1,0
2101 - 2400		1,5		1,5		1,5
2401 - 2700		2,0		2,0		2,0
2701 - 3000		2,5		2,5		2,5
3001 - 3300		0,5		0,5		0,5
0 - 1800	2,0	0,5	2,0	0,5	2,0	0,5
1801 - 2100		1,0		1,0		1,0
2101 - 2400		1,5		1,5		1,5
2401 - 2700		2,0		2,0		2,0
2701 - 3000		2,5		2,5		2,5
3001 - 3300		0,5		0,5		0,5
0 - 1800	2,5	0,5	2,5	0,5	2,5	0,5
1801 - 2100		1,0		1,0		1,0
2101 - 2400		1,5		1,5		1,5
2401 - 2700		2,0		2,0		2,0
2701 - 3000		2,5		2,5		2,5
3001 - 3300		0,5		0,5		0,5
0 - 1800	1,0	0,0	1,0	0,0	1,0	0,0

Fonte: desenvolvido pelo autor.

Conforme apresentado no Quadro 6, inicialmente tem-se a fase de aquecimento formando um longo transiente de 1800 s, condicionado pelo aquecimento lento do forno, do sistema e pela dinâmica do experimento. Durante este tempo inicial, a velocidade de fluido frio é mantida constante e, posteriormente, alterada para patamares pré-definidos a cada 300 s, até o tempo final de 3300 s (55 minutos).

Quadro 7 - Experimento com adição de meio poroso, temperatura Tq baixa.

Tempo [s]	Tq baixa	
	Velocidade de injeção quente [m/s]	Velocidade de injeção fria [m/s]
0 - 1800	1,0	0,5
1801 - 2100		1,0
2101 - 2400		1,5
2401 - 2700		2,0
2701 - 3000		2,5
3001 - 3300		0,5

Fonte: desenvolvido pelo autor.



## 4 RESULTADOS

De acordo com os procedimentos definidos nos itens 3.1 e 3.2 da metodologia, realizaram-se corridas experimentais, com variações nas temperaturas e velocidades de injeção. Os resultados são apresentados em três subitens: resultados experimentais, validação dos resultados e resultados das simulações.

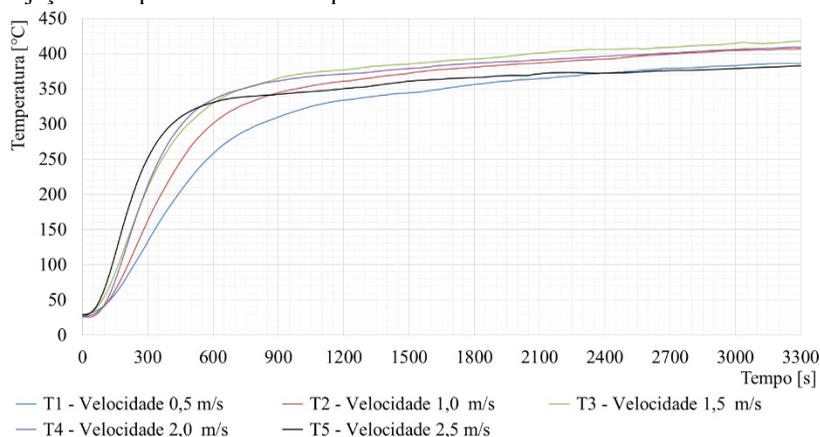
### 4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

#### 4.1.1 Variação da velocidade de injeção de fluido quente

Os resultados obtidos dos procedimentos experimentais, realizados conforme descrito nos Quadros 6 e 7, são apresentados na sequência. Um elevado volume de informações e dados foram gerados pelos procedimentos experimentais, desta forma, relações estratégicas são consideradas variando uma entrada e mantendo as demais constantes. Com isso, é possível avaliar o impacto que cada entrada causa na saída.

A Figura 36 apresenta os dados obtidos experimentalmente da temperatura de injeção de fluido quente. As cinco curvas experimentais são referentes à maior temperatura considerada.

Figura 36 – Variação da temperatura do ar quente de acordo com velocidade de injeção. Temperatura alta em Tq.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A temperatura foi tomada a 10 cm do corpo principal do misturador, no centro do cilindro de injeção de fluido quente (termopar 01 da Figura 35). Observa-se que o comportamento é semelhante em todas as corridas experimentais, apresentando forma sigmoideal. Inicia-se com um leve aquecimento, que logo evolui, aumentando rapidamente a temperatura até o tempo em torno de 600 s. Com exceção da curva com velocidade de injeção de 0,5 m/s, ocorre uma estabilização do aquecimento em torno de 900 s, seguindo praticamente em linha reta até o final da corrida, em 3300 s.

A dinâmica de aquecimento do sistema não permite que o estado estacionário de temperatura seja atingido, mesmo com o tempo de 55 minutos do experimento. A inercia térmica do forno queimador e do próprio misturador deixam a resposta, a qualquer alteração na temperatura, mais lenta e suave. Simultaneamente, é de fundamental importância considerar a constante de tempo e o atraso do termopar citados por Coelho e Campos (2010) e Omega (2015).

A constante de tempo dos termopares utilizados no experimento é  $\gamma = 42$  s e o atraso da resposta é  $\lambda = 4$  s, para uma situação de convecção forçada com velocidade de 1 m/s, conforme procedimento descrito no item 3.2.1. Desta forma, demora 126 s para atingir 95 % da resposta final em uma alteração degrau na temperatura. Este atraso recebe destaque pelo longo transiente presente nos experimentos.

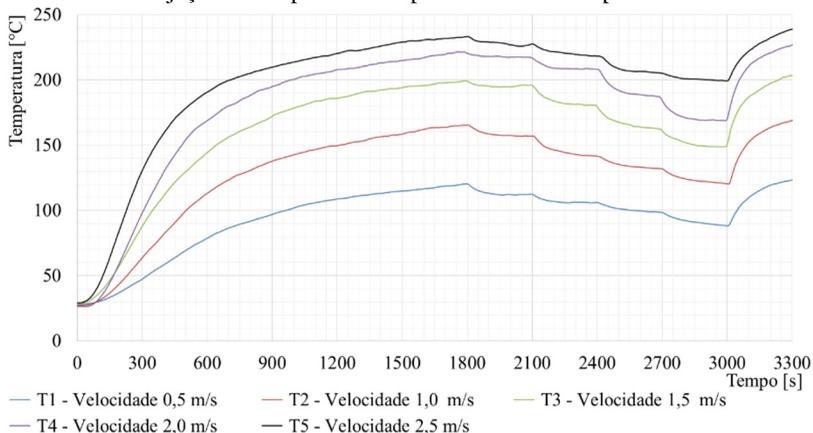
As condições do fornecimento de energia pelo queimador infravermelho são constantes, mas algumas particularidades podem ser destacadas. Observando as curvas para as velocidades de injeção de 0,5, 1,0 e 1,5 m/s, é possível perceber que o aquecimento ocorre de forma mais acelerada com o incremento da velocidade, já para a velocidade de 2,0 m/s, a curva segue praticamente o mesmo comportamento da apresentada para a velocidade de 1,5 m/s.

Um comportamento mais peculiar é apresentado pelas curvas nas velocidades de 0,5 e 2,5 m/s, onde a temperatura final é menor. Para a velocidade de 0,5 m/s dois fatores são determinantes para que este comportamento ocorra. Primeiro, devido à baixa velocidade de escoamento, o tempo de residência na tubulação de injeção é maior, de modo a propiciar um maior tempo de contato entre o fluido e as paredes do duto, ocorrendo uma maior perda de calor. O segundo fator a ser considerado é a proximidade do termopar à superfície (2,5 cm) que está à temperatura ambiente, assim, a condução pelas paredes do invólucro do termopar começa a se tornar significativa.

O tempo de residência do fluido dentro da serpentina é menor quanto maior a velocidade do ar. Para as velocidades de 0,5 a 2,0 m/s este

tempo é suficiente para atingir a temperatura do forno, porém, para a velocidade de injeção de 2,5 m/s, não é suficiente para aquecer o ar até a temperatura do forno, ficando 4,15% abaixo da média para as corridas nas vazões de 1,0, 1,5 e 2,0 m/s.

Figura 37 - Variação da temperatura da exaustão do misturador de acordo com a velocidade de injeção de ar quente. Temperatura alta em Tq.



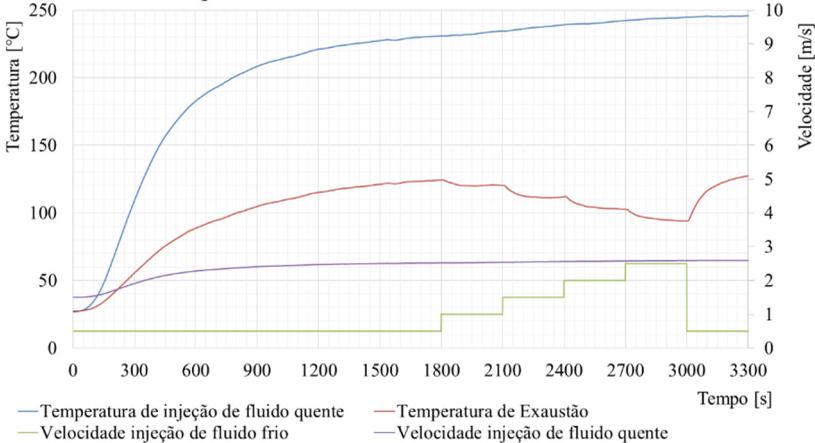
Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 37 apresenta a temperatura na saída do misturador, termopar 6 (tp6) da Figura 35, nas mesmas corridas descritas anteriormente, onde as curvas de temperatura de injeção são apresentadas na Figura 36. Observa-se que a temperatura de saída recebe cinco perturbações, provenientes das alterações programadas na vazão de entrada de ar frio, mantidas desta forma em todas as corridas, conforme já apresentado anteriormente no Quadro 2, que também pode ser visualizado graficamente na linha verde da Figura 38.

É possível perceber ainda na Figura 36, que quanto maior a velocidade de injeção de ar quente, mantendo-se a mesma programação de injeção de fluido frio e temperatura Tq, maior a temperatura de saída do misturador, o que é esperado e lógico ponderando-se em um balanço de energia no misturador.

Um detalhe que pode ser apreciado é que, com o aumento da temperatura no misturador, e, por decorrência, a diferença entre a temperatura interna e temperatura ambiente, as perdas de energia são potencializadas, por isso, para uma mesma variação na vazão, impactos menores são gerados, ficando as curvas de temperatura mais próximas umas das outras.

Figura 38 - Variação da temperatura de injeção e de exaustão  $u_q = 1,5$  m/s. Variação da velocidade de injeção de fluido quente de acordo com a temperatura. Variação programada da velocidade de injeção de fluido frio. Temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

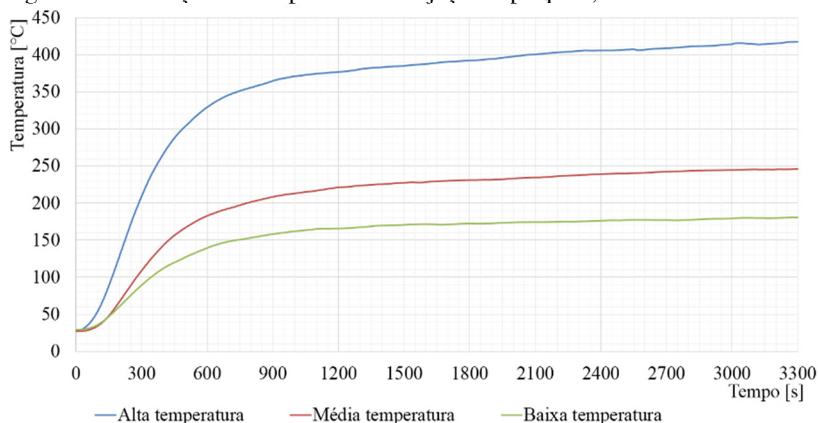
A Figura 38 apresenta no mesmo gráfico a rampa de temperatura de injeção, a temperatura na saída, a variação na velocidade do fluido quente e a velocidade imposta no fluido frio, para temperatura intermediária em  $T_q$ . Observa-se que o impacto na temperatura de saída do misturador é sentida imediatamente após a variação da velocidade do fluido frio. Novamente, é possível perceber que a variação da temperatura é atenuada pela inércia térmica do termopar e do misturador.

Neste estudo, a velocidade de injeção inicial de fluido quente é de 1,5 m/s, sendo acelerado pela expansão dos gases que ocorre com o aumento da temperatura do ar dentro da serpentina, porém a vazão mássica desta corrente é mantida constante durante toda a corrida.

#### 4.1.2 Variação da temperatura de injeção de fluido quente

A Figura 39 mostra o impacto da variação da vazão de GLP no queimador infravermelho. A variação da vazão de GLP apenas varia a quantidade de calor fornecida para a serpentina, que é transferida ao ar injetado nesta. O objetivo principal desta análise é observar o comportamento do misturador frente à variação da temperatura de injeção  $T_q$ .

Figura 39 - Variação da temperatura de injeção  $T_q$ .  $u_q = 1,5$  m/s.



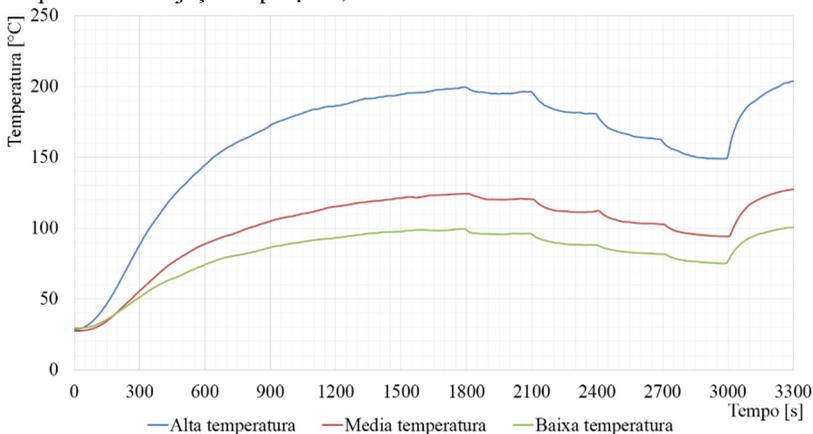
Fonte: desenvolvido pelo autor.

Nas três corridas experimentais apresentadas na Figura 39 a velocidade inicial de ar na corrente quente é de 1,5 m/s, mantida constante nesta análise. Da mesma forma, a velocidade de injeção de ar na corrente fria segue o mesmo programa em todas as corridas, conforme apresentado no Quadro 2 e Figura 38.

Observa-se que o aumento da temperatura de injeção “ $T_q$ ” faz com que o aquecimento ocorra mais rapidamente, porém, seguindo a mesma razão de tempo. A partir de 600 s o comportamento nas três corridas é semelhante, porém ocorre continuamente um pequeno incremento na temperatura, que é potencializado com o aumento da temperatura. Este comportamento é esperado, dado que a leitura da temperatura foi feita por termopar do tipo K, que demora um tempo igual para atingir o mesmo percentual da temperatura final, possui o mesmo tempo de atraso para as três corridas e finaliza a transição de temperatura de forma assintótica (COELHO; CAMPOS, 2010; OMEGA, 2015).

A temperatura de exaustão das três corridas selecionadas para avaliar o impacto da variação da temperatura de injeção quente no misturador é apresentada na Figura 40.

Figura 40 - Variação da temperatura de exaustão do misturador de acordo com a temperatura de injeção  $T_q$ .  $u_q = 1,5$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Se considerar graficamente a “distância” entre as curvas das Figuras 39 e 40, é possível perceber que a proporção é mantida, o que pode ser confirmado quantitativamente. Em cada uma das curvas, a variação média da temperatura de saída é em torno de 59% menor do que a variação da temperatura na entrada, como pode ser observada no Quadro 8.

Quadro 8 - Variação média da temperatura com a temperatura de injeção  $T_q$ .  $u_q = 1,5$  m/s.

Temperatura alta		Temperatura média		Temperatura baixa	
Variação da Temperatura de Injeção [°C]	Variação da Temperatura de Exaustão [°C]	Variação da Temperatura de Injeção [°C]	Variação da Temperatura de Exaustão [°C]	Variação da Temperatura de Injeção [°C]	Variação da Temperatura de Exaustão [°C]
327,8	133,9	179,7	73,7	125,9	52,9
59,15%		58,97%		57,99%	

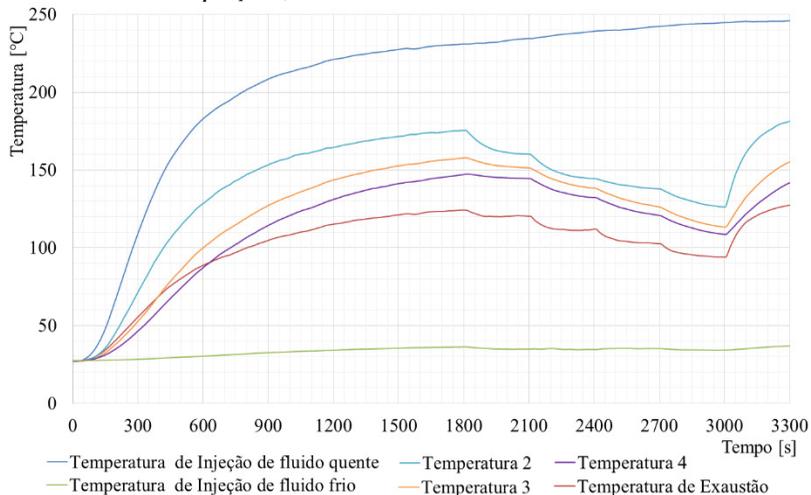
Fonte: desenvolvido pelo autor.

### 4.1.3 Variação da temperatura ao longo do misturador

O monitoramento da temperatura foi realizado por termopares dispostos em seis pontos estratégicos ao longo do misturador, conforme pode ser observado na Figura 35. O resultado experimental de todos os termopares para uma das corridas com temperatura intermediária de injeção “ $T_q$ ”, velocidade inicial de 1,5 m/s na injeção de fluido quente e

mesma programação de injeção já discutida nos experimentos anteriores, pode ser observado na Figura 41.

Figura 41 – Variação da temperatura ao longo do misturador. Temperatura intermediária em Tq.  $u_q = 1,5$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 41 apresenta claramente que a mistura ocorre ao longo de todo o misturador, pois decresce gradualmente ao se afastar dos pontos de injeção. A variação de temperatura ocorre nesta disposição, pois os termopares estão dispostos em linha no centro do misturador, de forma que o jato de fluido quente é direcionado diretamente nos termopares, sofrendo apenas o desvio devido ao choque com a corrente de fluido frio.

O termopar 4 está disposto apenas a 10 cm da saída do misturador, e a variação entre as temperaturas 4 e de exaustão varia de 5 até 20 °C, o que leva a crer que ocorra segregação de correntes ou camadas de fluido, como citado por Barrué (2001).

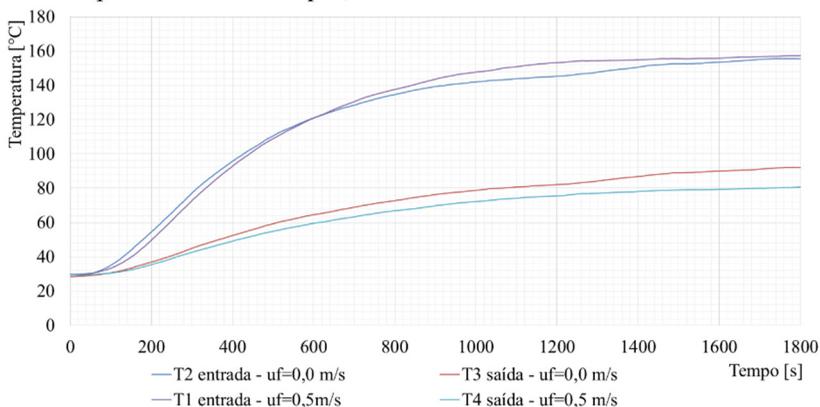
Outra questão a ser considerada, é que o termopar da exaustão está disposto a 2,5 cm da superfície, enquanto os termopares 2, 3 e 4, estão a 10cm da superfície. Neste caso, pode haver condução de calor pelas paredes do termopar, citada por Technology (2010). Uma possível evidência da ocorrência deste fenômeno pode ser percebido pela distância entre as curvas dos termopares 2, 3 e 4 quando comparados ao termopar de exaustão, quanto maior a temperatura mais distantes ficam as curvas, ou seja, quanto maior a temperatura maior seria o erro apresentado.

#### 4.1.4 Influência da vazão de fluido frio

Realizaram-se três corridas experimentais visando estimar a influência da injeção ou não de fluido frio (Quadro 6). A Figura 42 apresenta um destes estudos. Neste, avaliou-se a temperatura de injeção e exaustão durante 1800 s, mantendo-se temperatura de injeção “Tq” baixa e velocidade de injeção de ar quente em 1,0 m/s constante. A velocidade de ar frio foi mantida em 0,5 m/s em uma das corridas e na outra foi desligada.

Observa-se na Figura 42 que a diferença final entre a temperatura da injeção de fluido quente e a saída do misturador, nesta configuração, fica em torno de 80°C, mesmo sem injeção de fluido frio. A diferença final de temperatura entre as curvas sem e com injeção de fluido frio a 0,5 m/s fica em torno de 10 °C.

Figura 42 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão com injeção de fluido a temperatura ambiente  $u_r = 0,5$  m/s e sem injeção de fluido frio  $u_r = 0,0$  m/s. Temperatura baixa em Tq.  $u_q = 1,0$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

As perdas de energia para o ambiente são consideravelmente elevadas, sendo potencializadas pela elevada diferença de temperatura entre a temperatura interna do misturador e ambiente e pela extensa área de contato (QUITES; LIA, 2012; WELTY et al., 2008). Tal perda de calor pode ser minimizada melhorando-se a camada de isolamento, que neste equipamento oferece uma resistência de apenas 0,440 m<sup>2</sup>K/W.

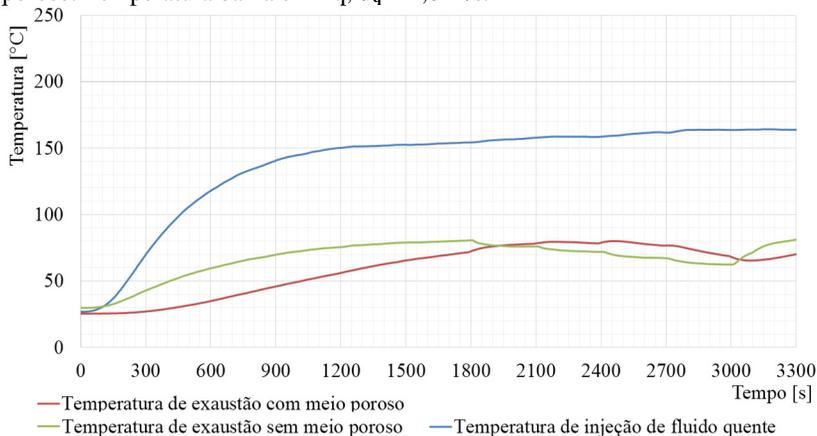
A influência da radiação no termopar que mede a temperatura de injeção pode gerar uma leitura incorreta da temperatura (DANTAS, 2010), superior à temperatura real do fluido gasoso.

Posteriormente, verificou-se que a condução de energia pelas paredes do invólucro pode gerar uma leitura inferior à temperatura real no termopar de saída, pois está disposto no centro do duto de exaustão a uma distância de 2,5 cm da superfície, que encontra-se em temperatura ambiente (TECHNOLOGY, T., 2010).

#### 4.1.5 Inserção de meio poroso

Seguindo o mesmo programa de injeção de fluido frio, já amplamente discutido anteriormente, e com velocidade de injeção de fluido quente de 1,0 m/s, avaliou-se a interferência nas correntes de fluido e transferência de calor da inserção de meio poroso composto por fibra de vidro comercial. Seguiu-se o mesmo quadro de velocidades e temperaturas a que o protótipo já havia sido submetido no escoamento livre. A curva de temperatura de exaustão obtida experimentalmente com meio poroso pode ser visualizada e comparada com o procedimento sem meio poroso na Figura 43.

Figura 43 – Variação da temperatura de exaustão com e sem adição de meio poroso. Temperatura baixa em  $T_q$ ,  $u_q = 1,0$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Apenas um procedimento com adição de meio poroso foi previsto no escopo deste projeto, conforme discutido na metodologia na seção

3.2.7, sendo apenas uma noção básica do comportamento do sistema nessas condições.

Como esperado, linhas mais suaves são percebidas na variação de temperatura, produto da inércia térmica incrementada ao equipamento com a adição de fibra de vidro como meio poroso. Mesmo com a baixa massa deste material, a fibra de vidro infere em elevada inércia térmica à composição devido ao seu elevado calor específico.

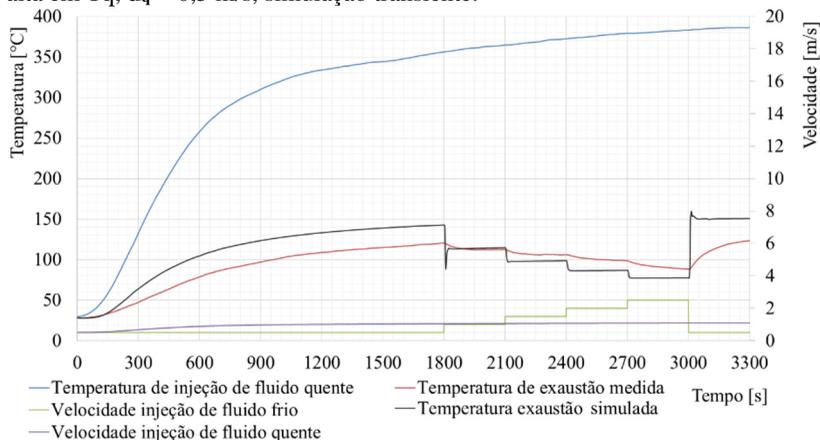
A Figura 43 exhibe com clareza a ocorrência de um comportamento inverso, ou seja, com o incremento da velocidade de fluido frio, ocorre um aumento da temperatura na saída, decorrente da energia térmica acumulada no meio poroso do misturador.

## 4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO

A validação do modelo é dada pela comparação dos campos de temperatura de exaustão, dado que as variáveis de entrada de temperaturas e velocidades são impostas ao modelo seguindo condições coletadas no procedimento experimental por meio de termopares e sensores de fluxo. Relações estratégicas, variando uma entrada e mantendo as demais constantes, são apresentadas na sequência.

Com relação à temperatura de exaustão é possível avaliar o comportamento simulado *versus* experimental de acordo com a variação da temperatura de injeção, conforme apresentado nas Figuras 44, 45 e 46, respectivamente.

Figura 44 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura alta em  $T_q$ ,  $u_q = 0,5$  m/s, simulação transiente.



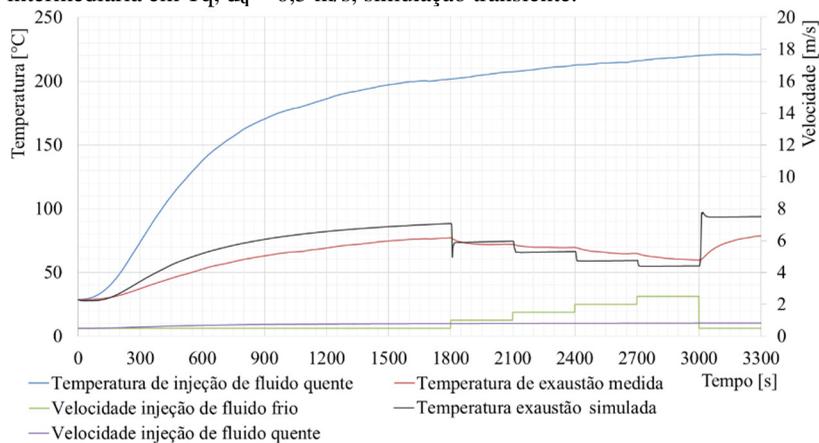
Fonte: desenvolvido pelo autor.

É clara a atenuação das linhas de temperatura experimentais devido ao atraso e à constante de tempo do termopar (COELHO; CAMPOS, 2010; OMEGA, 2015). A variação de temperatura entre os degraus na simulação ocorre de forma brusca, pois não foi prevista a dinâmica do termopar.

A queda na temperatura (Figuras 44, 45 e 46) ocorre mais bruscamente nas simulações do que no experimento, o que pode ser explicado, além da já citada dinâmica do termopar, pela inércia térmica do próprio equipamento que é composto por chapas de aço galvanizadas e isolamento em fibra de vidro, também não considerados nas simulações.

A variação da temperatura apresentada nas curvas de simulação retratam a temperatura média do fluido, o que é passível de variações devido à passagem de camadas de fluidos. Um indício da ocorrência deste fenômeno pode ser visualizado na curva de temperatura (Figura 44), por uma breve perturbação nas transições das vazões de fluido frio nos tempos de 1800 e 3000 s.

Figura 45 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura intermediária em  $T_q$ ,  $u_q = 0,5$  m/s, simulação transiente.

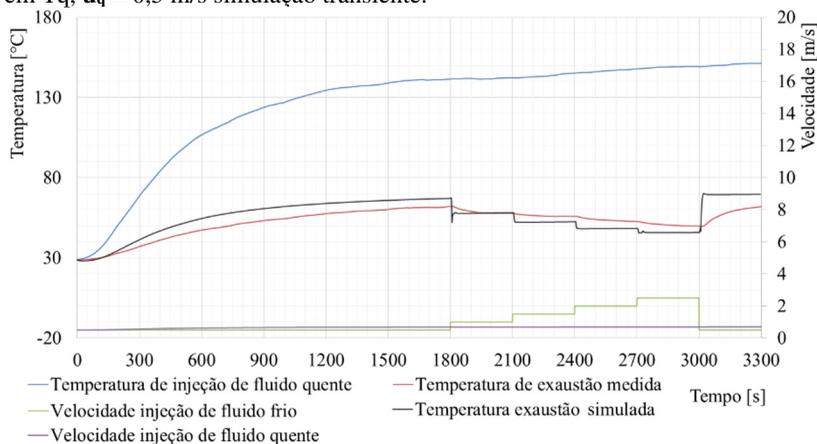


Fonte: desenvolvido pelo autor.

Considerando a reprodução dos dados experimentais pelas simulações nas Figuras 44, 45 e 46, é possível afirmar que a representatividade dos dados é melhor nos transientes internos, gerados pelas sucessivas alterações na velocidade de injeção de fluido frio. Observa-se que, à medida em que a temperatura aumenta, o erro apresentado aumenta proporcionalmente.

A perda de calor do protótipo para o meio foi considerada para velocidades médias, exatamente onde se eleva a representatividade dos dados. Mesmo considerando a variação de temperatura na troca de calor com o meio, campos de velocidade e propriedades físicas são consideradas constantes, o que pode gerar um erro maior. Desta forma, para altas temperaturas e velocidades tem-se a transferência de calor subestimada, o contrário ocorre para baixas velocidades e temperaturas.

Figura 46 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão temperatura baixa em  $T_q$ ,  $u_q = 0,5$  m/s simulação transiente.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

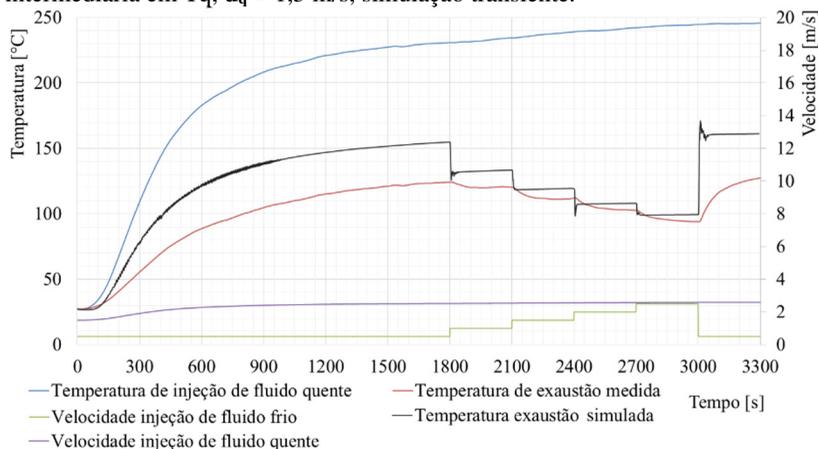
Efeitos de radiação podem estar presentes no termopar, que mede a temperatura de injeção de fluido quente, devido à proximidade com a fonte de calor. A radiação viaja através de um meio transparente, neste caso o ar, e aquece apenas as superfícies. Este fenômeno resulta em um aumento da temperatura do sensor pela transmissão do calor radiante. A ocorrência da radiação varia potencialmente com o aumento da temperatura, com isso, os dados referentes à leitura da temperatura do ar na injeção são registrados como se o ar estivesse sendo injetado em uma temperatura maior. O erro aumenta com a elevação da temperatura.

Até então não são considerados os dados de radiação nos modelos, pelo tempo limitado do conclusão dos trabalhos, porém, trabalhos futuros podem considerar a implementação desta variável no escopo.

A representação dos dados experimentais pelas simulações, avaliando-se a variação da temperatura de acordo com a velocidade de injeção de fluido quente, fica mais afetada para temperaturas mais

elevadas, decorrentes justamente das vazões mais elevadas de injeção de fluido quente. Este fato é uma indicação da ocorrência de radiação no termopar de entrada. A sequência de Figuras 45, 47 e 48 apresentam as curvas de temperatura de injeção e de exaustão comparando os dados experimentais e simulados para as velocidades de 0,5, 1,5 e 2,5 m/s, respectivamente.

Figura 47 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura intermediária em Tq,  $u_q = 1,5$  m/s, simulação transiente.

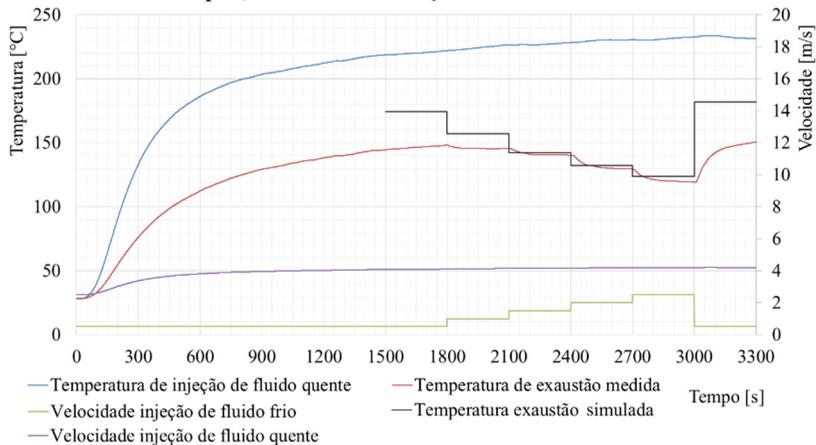


Fonte: desenvolvido pelo autor.

Avaliando-se a variação de velocidade de injeção de fluido frio durante todo o procedimento experimental, percebe-se que os patamares intermediários da simulação estão em uma sintonia mais ajustada. Assim sendo, é possível afirmar também, que a representação é mais fiel para velocidades mais elevadas de injeção de fluido frio.

Nas Figuras 48, 49 e 50 são plotados dados relativos às simulações estacionárias para cada configuração, conforme descrito na seção 3.1.4, juntamente com os dados experimentais obtidos para velocidade de fluido quente de 2,5 m/s e temperatura em “Tq” intermediária, alta e baixa, respectivamente. Trata-se apenas de uma previsão de como seria o resultado de temperatura para um tempo infinitamente grande, geralmente considerado como estado estacionário.

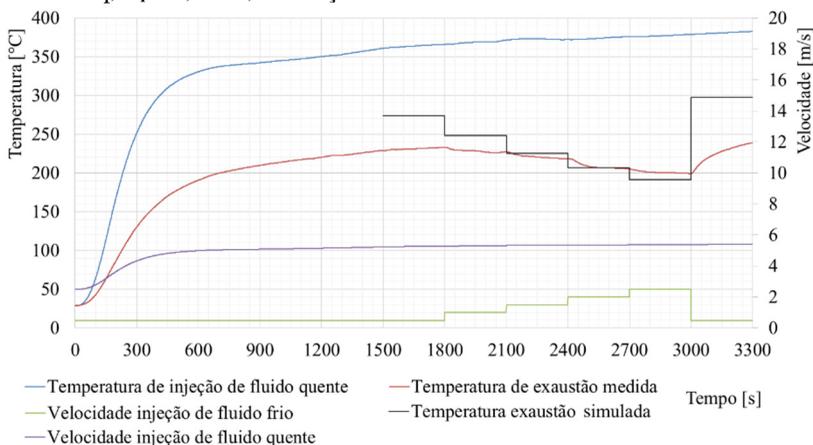
Figura 48 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura intermediária em Tq,  $u_q = 2,5$  m/s, simulações estacionárias.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Cada estágio de variação de velocidade de injeção de fluido frio possui uma simulação estacionária correspondente, ou seja, seis simulações para cada gráfico. Nestes casos, o calor perdido para o meio foi previsto para cada situação específica, sendo assim mais ajustado do que para as simulações laminares, vide seção 3.1.4.2.

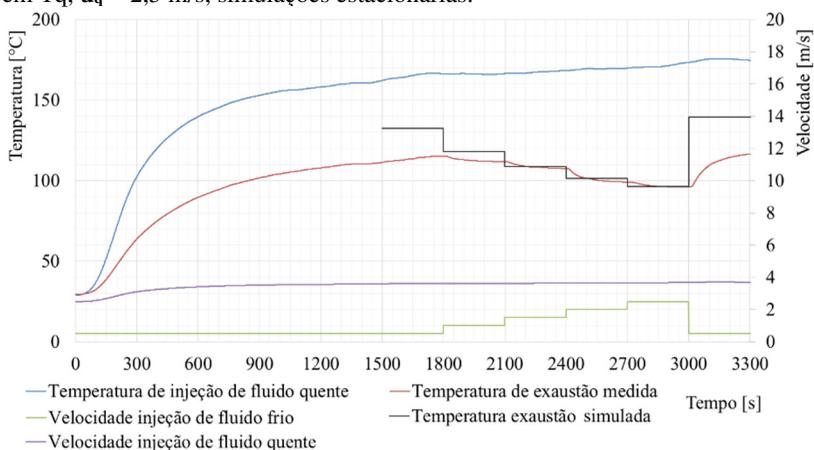
Figura 49 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão para temperatura alta em Tq,  $u_q = 2,5$  m/s, simulações estacionárias.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Mais uma vez, a variação da temperatura de injeção de fluido quente não gera grandes alterações no comportamento e representação da temperatura de saída, potencializando apenas o erro nas temperaturas mais elevadas, que ocorrem nas menores vazões de injeção de fluido frio.

Figura 50 – Variação da temperatura de injeção e de exaustão temperatura baixa em  $T_q$ ,  $u_q = 2,5$  m/s, simulações estacionárias.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

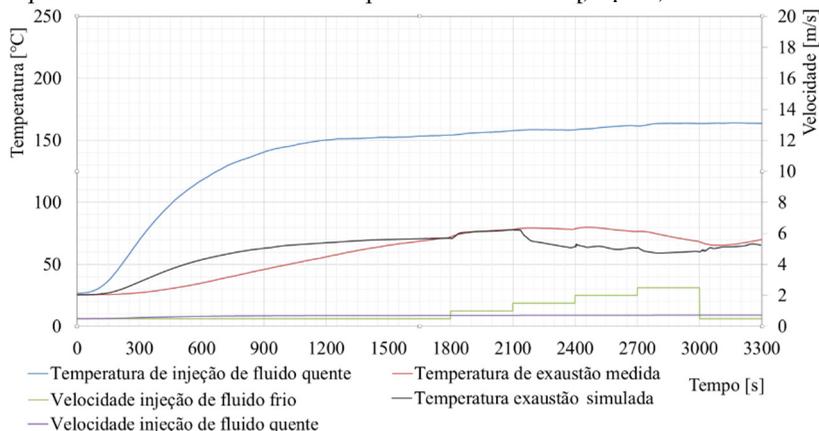
Mesmo com as limitações citadas, o comportamento transiente e as sucessivas variações de temperatura experimental e simulada conferem comportamento análogo, sendo passíveis de comparação.

Em suma, os modelos turbulentos, resolvidos para as velocidades de injeção de fluido quente maiores, possuem uma sintonia fina mais ajustada aos dados experimentais. E, salvo alguns pontos específicos, a representação dos dados pelas simulações transiente pode ser considerada aceitável.

A fluidodinâmica nas análises de simulação transiente é pouco prejudicada pelo erro apresentado na temperatura de saída do protótipo, dado que, todas as entradas são impostas. Desta forma, os ganhos pela previsão da fluidodinâmica inerente ao processo superam a pequena imprecisão dos dados.

A representação da curva de temperatura de exaustão experimental pela simulação transiente, no caso onde ocorre a inserção de meio poroso, pode ser visualizado na Figura 51.

Figura 51 – Variação da temperatura de exaustão com adição de meio poroso, experimental *versus* simulado. Temperatura baixa em  $T_q$ ,  $u_q = 1,0$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Observa-se na Figura 51 que, quantitativamente, em dois pontos, para as velocidade de injeção de fluido frio de 1,0 m/s, nos tempos de 1800 a 2100 s, e para a velocidade de 0,5 m/s no intervalo de tempo de 3000 a 3300 s, a representação é quase fiel aos dados. Entretanto, observa-se que o transiente ocorre seguindo um “caminho” diferente entre 0 e 1500 s e de 2100 a 3000 s.

A variação entre a temperatura real e simulada não ultrapassa os 25 °C. Estudos mais aprofundados são necessários para avaliar esta dinâmica com maior precisão, a análise prevista no escopo deste projeto dá apenas uma noção básica deste tema.

### 4.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Valendo-se da metodologia descrita no item 3.1 e utilizando os dados experimentais apresentados nos itens 3.2 e 4.1, obteve-se um volume elevado de resultados. Várias séries de resultados são relacionadas de forma estratégica, variando uma entrada e mantendo as demais constantes, avaliando os aspectos fenomenológicos relativos ao escoamento, à transferência de calor e à mistura.

### 4.3.1 Variação da velocidade de injeção de fluido quente

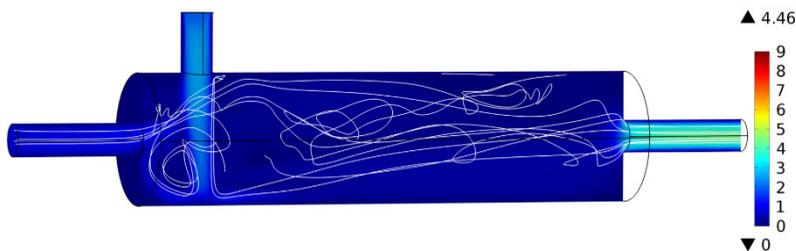
#### 4.3.1.1 Quantidade de movimento

Para avaliar a influência da variação da velocidade de injeção de fluido quente é necessário relacionar os resultados obtidos de cinco simulações. Destas, três são resolvidas utilizando-se um modelo com parâmetros ajustados para um escoamento laminar e estudo transiente, para as velocidades de injeção de fluido quente abaixo de 1,5 m/s. Outras duas simulações são resolvidas através das equações considerando um estudo estacionário para escoamento turbulento, para as velocidades de injeção de fluido quente superiores a 2,0 m/s.

O software COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup> possui diversos recursos gráficos, que são utilizados neste trabalho, facilitando a análise dos resultados. O “mirror 3D” espelha o resultado da meia-geometria modelada, proporcionando uma visão de todo o domínio, e o “*streamline*”, que dá uma noção em 3D das linhas de corrente de fluido.

As Figuras 52 a 56 apresentam os resultados obtidos para a conservação da quantidade de movimento, considerando temperatura média em  $T_q$  e a velocidade de fluido frio em 2,0 m/s constantes. A velocidade inicial de fluido quente foi avaliada de 0,5 até 2,5 m/s, com degrau de 0,5 m/s entre cada simulação.

Figura 52 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 0,5$  m/s,  $u_r = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

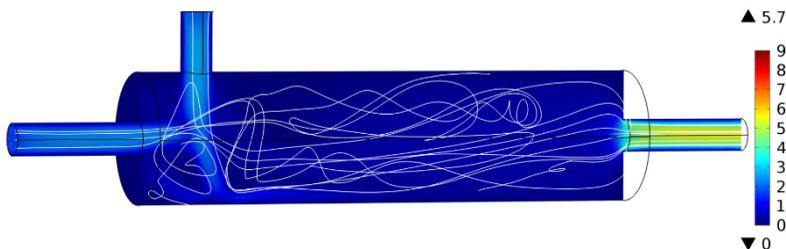
As Figuras 52, 53 e 54 são quadros estabelecidos a 45 min de simulação transiente, este é o momento em que o equipamento atinge a configuração de interesse para esta análise. Inicialmente, na Figura 52, tem-se um quadro onde a velocidade da corrente de fluido frio é maior do que a velocidade de injeção de fluido quente, com isso, atravessa todo o

diâmetro do misturador e se choca com a parede inferior. Parte deste fluido retorna e desloca a corrente de injeção de fluido quente para cima.

Vale notar que a velocidade em uma camada junto da parede é sensivelmente menor, reduzindo até  $u = 0$  m/s, ou não deslizamento na parede (*no slip*), o que é esperado para o perfil de escoamento laminar. Este efeito é percebido com maior nitidez nas correntes de injeção e de saída onde as velocidades são maiores. Quando admite-se velocidade de injeção de 2 m/s considera-se que esta é uma velocidade média no perfil de escoamento. No centro do duto a velocidade é consideravelmente maior.

As linhas de fluxo (*streamlines*), exibidas na Figura 52, são discretas e algumas seguem da injeção para a saída por um “caminho curto”, desta forma, a mistura pode ser prejudicada. Já na Figura 53, essas linhas começam a ficar convenientes na promoção da mistura, fazendo caminhos espirais, de retorno e perturbações laminares.

Figura 53 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 1,0$  m/s,  $u_f = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .

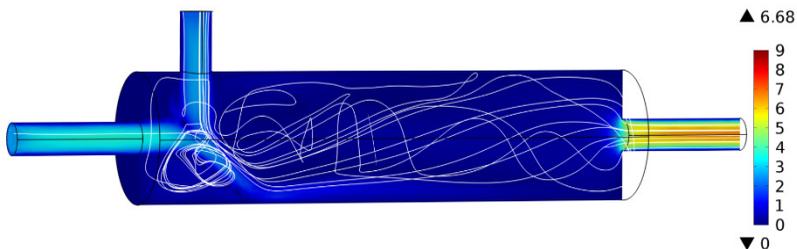


Fonte: desenvolvido pelo autor.

Devido à expansão dos gases que ocorre pelo aumento da temperatura, a velocidade das duas correntes são equiparáveis, conforme pode ser observado na Figura 53 comparando a escala de cor, porém, a vazão mássica é numericamente o dobro para a injeção de fluido frio.

Na Figura 53 percebe-se que a elevação da velocidade de injeção do fluido quente começa a deslocar a corrente de fluido frio, efeito que é potencializado com o incremento na velocidade, conforme pode ser observado na Figura 54. Esta mostra que o choque entre as correntes resulta em uma alteração de direção de aproximadamente  $45^\circ$ .

Figura 54 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 1,5$  m/s,  $u_r = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em Tq.

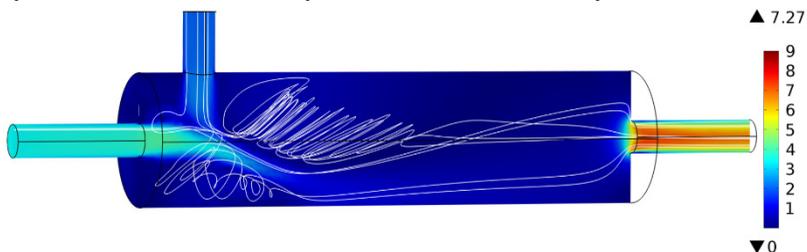


Fonte: desenvolvido pelo autor.

Com o choque entre as correntes de fluido em uma maior velocidade, recirculações mais importantes são notadas. A velocidade máxima no eixo central do duto de saída de 6,68 m/s, com média de 4,45 m/s, começa a comprometer a convergência e solução do modelo laminar, que foi alcançada em 10 h, 54 min e 36 s para o modelo da Figura 52, passando para 2 dias, 10 min e 29 s para a configuração descrita na Figura 54.

Posteriormente, considerando velocidades iniciais de injeção de fluido quente de 2,0 e 2,5 m/s, o modelo laminar não convergiu, sendo utilizado então um modelo turbulento. O aumento da quantidade e proporção dos vórtices formados com o incremento da velocidade de injeção são notáveis, como pode ser observado nas Figuras 55 e 56.

Figura 55 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 2,0$  m/s,  $u_r = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em Tq.

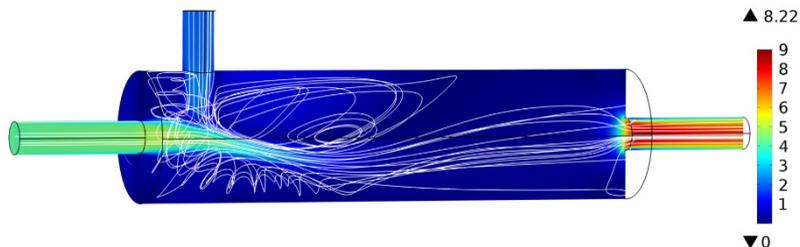


Fonte: desenvolvido pelo autor.

Mesmo com a formação de vórtices, camadas de fluido passam da injeção até à saída sem tomar parte da mistura na câmara central. Uma dessas camadas é formada na parte central inferior da câmara de mistura,

como pode ser observado nas Figuras 54, 55 e 56. Este fenômeno foi retratado por Barrué et al. (2001).

Figura 56 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 2,5$  m/s,  $u_r = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Finalmente, a Figura 56 retrata que a mistura para as maiores velocidades acontece na primeira metade da câmara de mistura, onde ocorrem o choque entre as correntes de fluido e os principais turbilhões e deslocamentos de fluido.

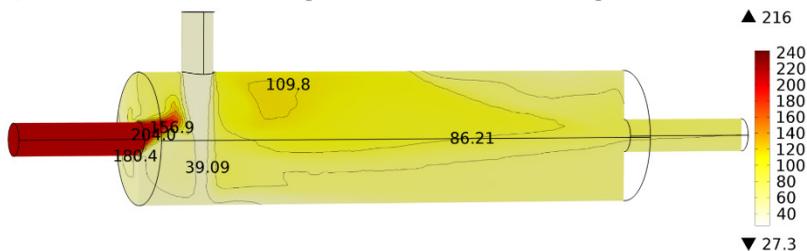
Em suma, um aumento na velocidade de injeção de fluido quente, mantendo-se as outras variáveis constantes, otimiza a mistura, gerando zonas com ocorrência de perturbações laminares e até turbulência não completamente desenvolvida, para as maiores velocidades de injeção, restando o estudo e a avaliação da transferência de calor em fluidos.

#### 4.3.1.2 Transferência de calor

Considerando a mesma configuração de velocidades de injeção já descritas no item 4.3.1.1 e munidos de uma ciência mais apurada da fluidodinâmica envolvida na mistura dos fluidos neste equipamento, é possível verificar a transferência de calor envolvida, bem como, os níveis de mistura apresentados para cada configuração descrita.

A Figura 57 apresenta a composição submetida à menor velocidade de injeção de fluido quente, a fluidodinâmica correspondente pode ser visualizada na Figura 52. Para facilitar a compreensão da distribuição de temperatura foram estabelecidas isoterms.

Figura 57 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 0,5$  m/s,  $u_r = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em Tq.

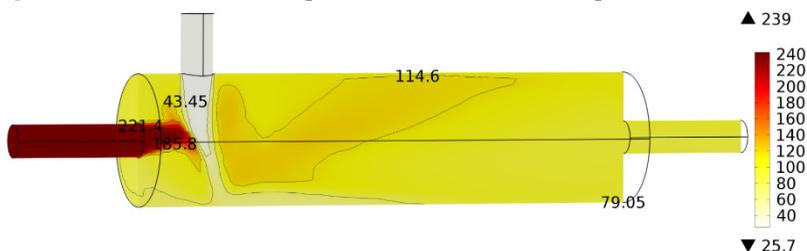


Fonte: desenvolvido pelo autor.

Percebe-se que a temperatura de injeção para a velocidade de 0,5 m/s (Figura 57) é sensivelmente inferior aos outros estudos (Figuras 58 - 61), o que altera a fluidodinâmica e transferência de calor, porém não compromete a análise. É evidente que a transferência de calor está intimamente ligada com a fluidodinâmica já apresentada, o que é natural, dado que a principal forma de transferência de calor em misturadores é dada pela convecção forçada e condução entre as camadas de fluido.

Como é possível observar nas Figuras 57 e 58, camadas de fluido aquecido e fluido frio são formadas e deslocam-se ao longo do misturador, possivelmente, essa formação interfere na distribuição de temperatura na saída do misturador. Posteriormente, na seção 4.3.1.3, uma análise mais precisa da distribuição de temperatura de exaustão será apresentada.

Figura 58 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 1,0$  m/s,  $u_r = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em Tq.

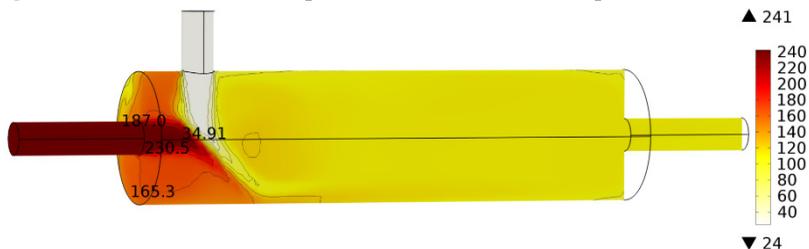


Fonte: desenvolvido pelo autor.

É possível precisar, nas Figuras 57 e 58, que a temperatura do fluido aquecido cai abruptamente assim que este entra na câmara de mistura. Este fenômeno ocorre devido à proporção de massa de cada

fluido injetado, ou seja, mesmo que a velocidade dos fluidos seja semelhante. Na Figura 57 o fluido quente injetado tem 25 % da massa injetada de fluido frio e na Figura 58, 50 %.

Figura 59 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 1,5$  m/s,  $u_f = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .

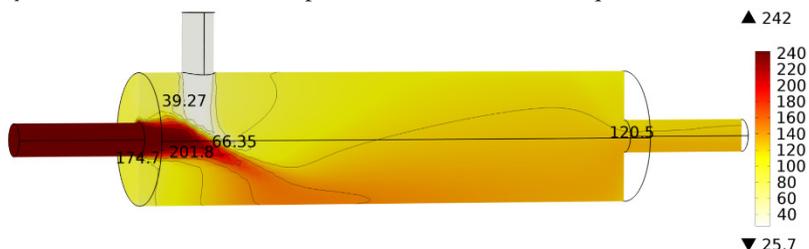


Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 59 apresenta as configurações de velocidade inicial de 1,5 m/s na injeção de fluido quente e 2 m/s na injeção de fluido frio. Um fenômeno interessante ocorre nesta configuração, também percebido na Figura 54 que representa o escoamento desta configuração. Um “disco” de ar se forma no choque entre os dois jatos, bloqueando parcialmente a passagem de fluido quente, que fica confinado na primeira parte da câmara de mistura.

Para a velocidade de injeção de fluido quente de 2,0 m/s, já resolvido utilizando-se um modelo turbulento em um estudo estacionário (Figura 60), é possível perceber claramente que ocorre segregação de fluido frio na parte superior da câmara de mistura e uma camada de fluido, já misturado, porém mais aquecido na parte inferior. Uma isoterma divide grande parte do domínio, inclusive por todo o duto de exaustão, sendo uma prévia que nesta configuração a mistura não ocorre de forma ideal.

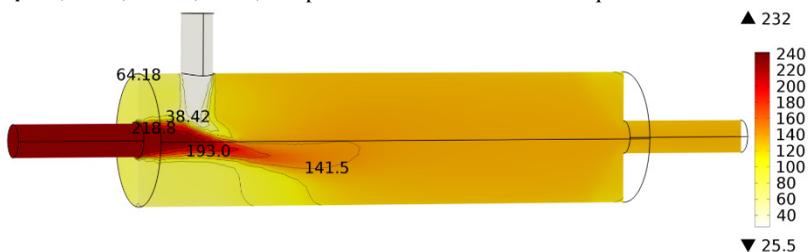
Figura 60 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 2,0$  m/s,  $u_f = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

O aumento da velocidade inicial de fluido quente para 2,5 m/s, visualizado na Figura 61, provoca uma mistura rápida entre os fluidos, o que pode ser percebido pela região que compreende grande parte do domínio, dentro da mesma isoterma.

Figura 61 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q = 2,5$  m/s,  $u_f = 2,0$  m/s, temperatura intermediária em Tq.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

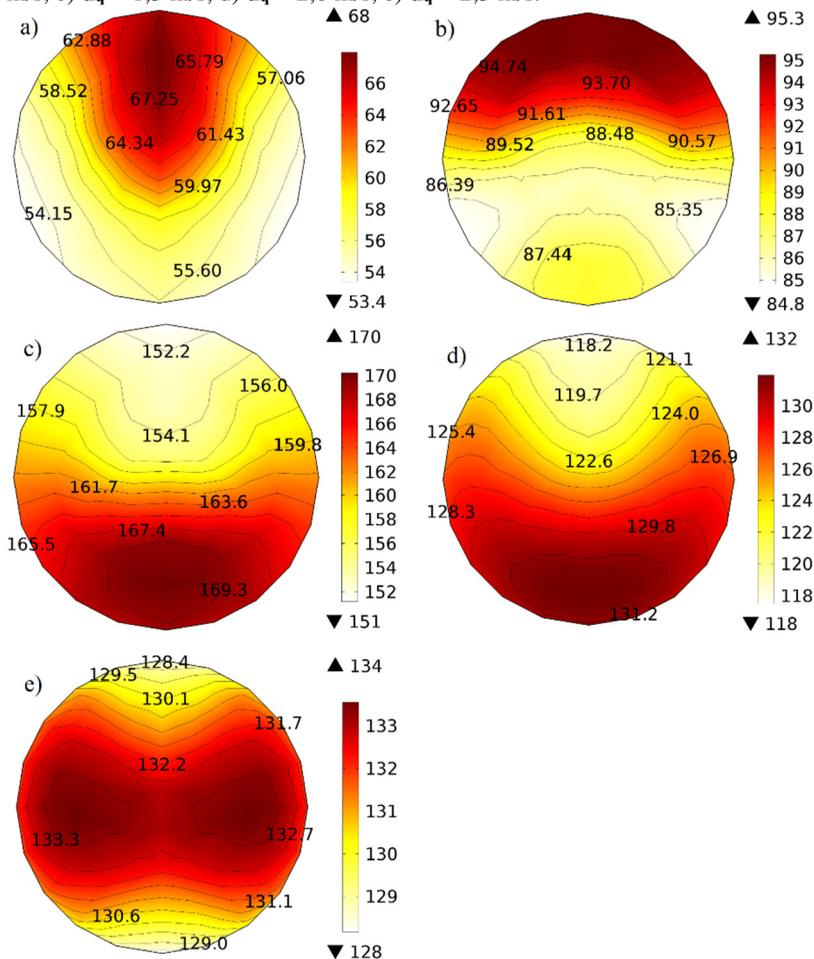
As Figuras 57 a 61 mostram que a termodinâmica associada ao misturador está profundamente ligada aos fenômenos de escoamento apresentados nas Figuras 52 a 56. Porém, uma análise mais detalhada dos níveis de mistura, alcançados sob cada configuração, se faz necessária para avaliar o desempenho do misturador.

#### 4.3.1.3 Eficiência da mistura

É pertinente considerar que o termopar, devido à sua dinâmica lenta, não é capaz de perceber com precisão variações de temperatura no diâmetro na tubulação de saída, apresentando uma temperatura média transmitida por condução para a ponta sensível do termopar (COELHO; CAMPOS, 2010; OMEGA, 2015; REIS; YANAGIHARA, 1999).

Com auxílio de uma ferramenta gráfica disponibilizada pelo COMSOL *Multiphysics*<sup>®</sup>, pode ser traçado um plano de corte na tubulação de saída do misturador no mesmo ponto onde está inserido o termopar. Com isso, é possível avaliar o perfil de temperatura na saída do misturador. A Figura 62 apresenta o campo de temperaturas na saída, avaliando-se a variação da velocidade de injeção de fluido quente.

Figura 62 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido frio de 2,0 m/s e temperatura intermediária em Tq. a)  $u_q = 0,5$  m/s, b)  $u_q = 1,0$  m/s, c)  $u_q = 1,5$  m/s, d)  $u_q = 2,0$  m/s, e)  $u_q = 2,5$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Observando a sequência de incremento da velocidade de injeção de fluido quente na Figura 62, é possível perceber que, com exceção da configuração “d”, a qualidade da mistura é diretamente proporcional ao aumento da velocidade de injeção.

Na configuração “d”, conforme já foi observado na Figura 60 e Figura 55, a mistura é prejudicada pela formação de linhas de corrente ou

camadas de fluido que vão diretamente de injeção para a saída, reduzindo o tempo de contato entre os fluidos e, por consequência disso, observa-se uma faixa de temperatura de 14 °C.

Em especial na configuração “e” da Figura 62, com velocidade inicial de injeção de fluido quente de 2,5 m/s, a mistura ocorre sob sua melhor forma, com uma faixa de temperatura de apenas 6 °C.

### **4.3.2 Variação da velocidade de injeção de fluido frio**

Um dos objetivos principais do presente trabalho é, com uma posterior automação, fazer com que a temperatura da saída do misturador seja mantida constante. Para tanto, qualquer variação da temperatura ou velocidade de injeção de fluido quente precisa de uma variação na velocidade de injeção de fluido frio. Por hora, é necessário perceber o comportamento do misturador sob uma variação da velocidade de injeção de fluido frio e, assim, prever a intensidade de uma futura ação de controle.

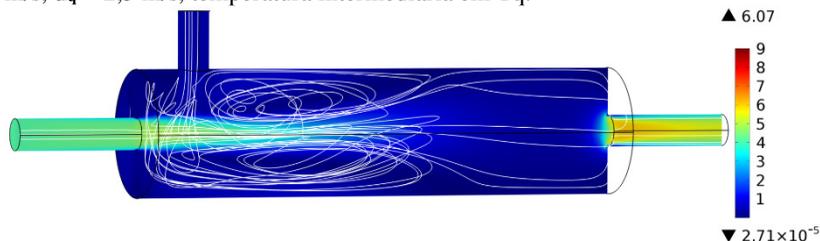
Sendo esta, uma análise muito importante neste projeto, é válido avaliar duas situações reais de configuração. Uma variando a velocidade de injeção de fluido frio para velocidades elevadas de fluido quente, outra variando a velocidade de injeção de fluido frio para velocidades baixas de fluido quente.

#### **4.3.2.1 Quantidade de movimento**

Como já demonstrado anteriormente na seção 4.3.1, a mistura ocorre de forma mais completa para as maiores velocidades de injeção de fluido quente. Orientados por esta informação, são detalhadas as configurações com velocidade inicial de injeção de fluido quente de 2,5 m/s, variando a velocidade crescente de injeção de fluido frio de 0,5 até 2,5 m/s, com degrau de 0,5 m/s. Todas as situações foram consideradas para a temperatura intermediária.

Para a velocidade de 2,5 m/s, o modelo turbulento foi considerado em um estudo estacionário, ou seja, o comportamento do sistema em um tempo infinito. Desta forma, os resultados descritos nas Figuras 63 a 67, são produto de seis simulações, onde a fluidodinâmica apresentada pela Figura 63, representa a menor velocidade de injeção de fluido frio.

Figura 63 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio  $u_f = 0,5$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em Tq.

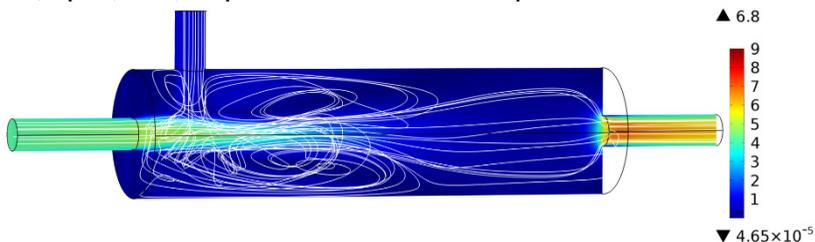


Fonte: desenvolvido pelo autor.

Na Figura 63, a elevada velocidade de injeção de fluido quente faz com que um grande vórtice seja formado passando por todo o diâmetro da câmara de mistura e alcançando em torno de 60 % do comprimento do protótipo, promovendo contato entre as correntes de fluido quente e frio.

Pouca modificação ocorre na fluidodinâmica quando a velocidade de injeção de fluido frio é elevada para 1,0 m/s (Figura 64).

Figura 64 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio  $u_f = 1,0$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em Tq.

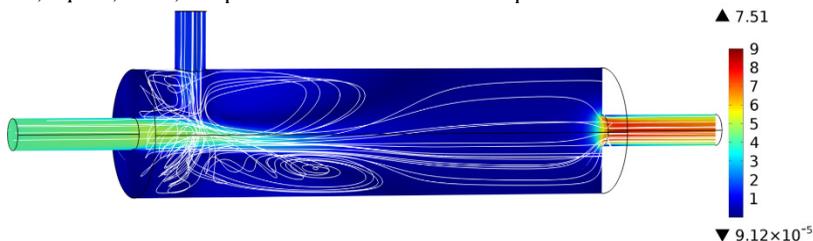


Fonte: desenvolvido pelo autor.

De forma gradativa, com o incremento da velocidade de injeção de fluido frio, a turbulência é elevada na região do choque dos jatos de fluidos e a distância alcançada pelo jato de fluido quente é reduzida, o que indica que a mistura ocorre de forma mais eficiente. Entretanto, percebe-se que algumas linhas de fluxo de fluido quente são projetadas diretamente da injeção até à saída, sem mistura.

Observa-se que os campos de velocidades são sensivelmente maiores na entrada e na saída, onde é possível perceber um efeito de borda no início do duto. O corpo do misturador possui velocidade reduzida para que a troca térmica ocorra de forma satisfatória, atuando também para elevar a inércia térmica.

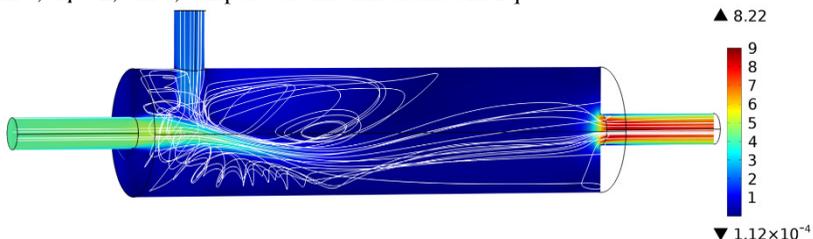
Figura 65 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio  $u_f = 1,5$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em Tq.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Percebe-se na Figura 65, que o jato de fluido frio começa a deslocar o jato de fluido quente para baixo, o que é potencializado com a alteração de velocidade de injeção de 1,5 m/s para 2,0 m/s na Figura 66. Porém, nesta configuração, as linhas de fluxo, que seguem diretamente da injeção para a saída, ficam mais evidentes, o que pode ser um indício de mistura ineficiente.

Figura 66 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio  $u_f = 2,0$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em Tq.

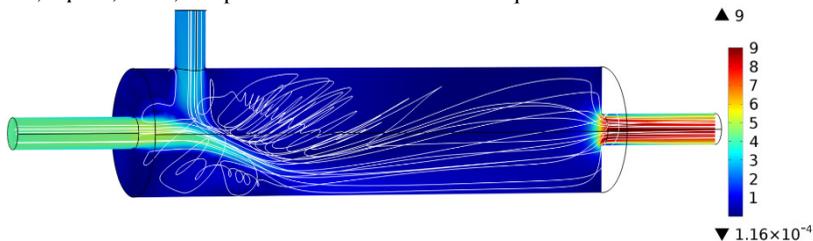


Fonte: desenvolvido pelo autor.

O movimento aleatório de elementos de fluido evidencia que o comportamento caótico está presente em determinadas regiões da câmara de mistura. Na Figura 66, um grande turbilhão é formado na metade superior central do protótipo, evoluindo para um movimento em espiral com a elevação da velocidade para 2,5 m/s na Figura 67.

Já o movimento helicoidal do fluido está presente de forma mais intensiva para a velocidade de injeção de fluido frio de 2,0 m/s do que para a velocidade de 2,5 m/s, observado nas Figuras 66 e 67, respectivamente.

Figura 67 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade de fluido frio  $u_r = 2,5$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

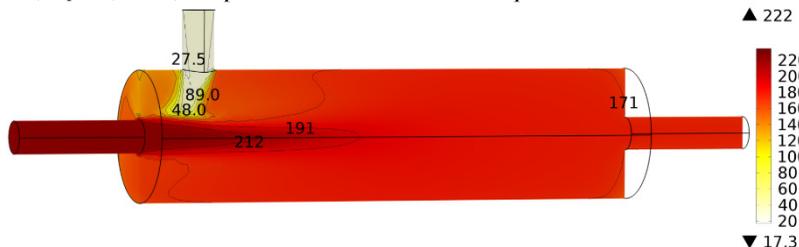
De forma resumida, observa-se pelo viés da fluidodinâmica, que a mistura é elevada com o incremento da velocidade de fluido frio. Porém, em algumas configurações específicas, como é o caso da configuração apresentada na Figura 66, onde aparentemente a mistura fica prejudicada, sendo então necessária uma avaliação da termodinâmica envolvida em cada configuração.

#### 4.3.2.2 Transferência de calor

Considerando a mesma configuração de velocidades de injeção já descritos no item 4.3.2.1 (velocidade de fluido quente de 2,5 m/s e temperatura  $T_q$  intermediária) é possível desenvolver uma análise mais apurada da transferência de quantidade de energia envolvida no equipamento operado sob essas condições.

A Figura 68 apresenta a composição submetida à velocidade de injeção de fluido frio de 0,5 m/s, a menos considerada neste estudo. A fluidodinâmica correspondente pode ser visualizada na Figura 63.

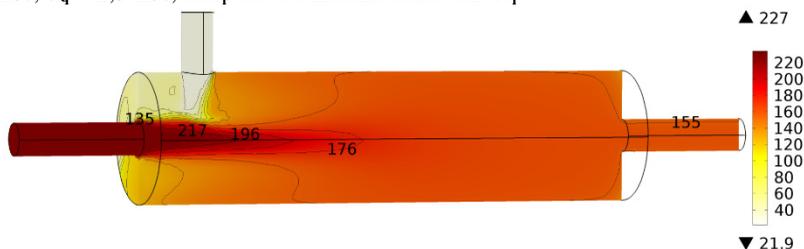
Figura 68 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio  $u_r = 0,5$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Observa-se na Figura 68 que as isotermas se concentram na região onde ocorre o choque entre os jatos de fluido e a temperatura, aqui vista através da escala de cor, permanece praticamente inalterada em grande parte do domínio. A proporção de fluido frio injetada no misturador é pequena em relação à quantidade de fluido quente injetada, proporcionando uma pequena diferença de temperatura entre a injeção de fluido quente e a exaustão.

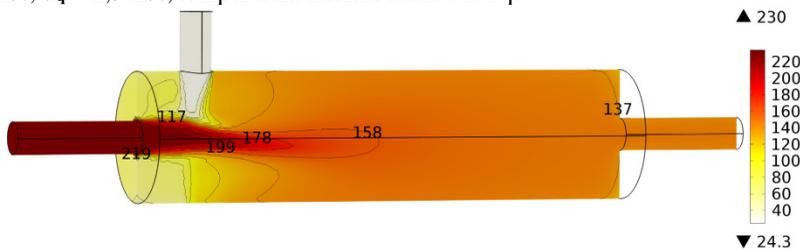
Figura 69 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio  $u_f = 1,0$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

O incremento na velocidade de fluido frio de 1,0 m/s (Figura 69) para 1,5 m/s (Figura 70) também é rapidamente absorvido pela mistura, próximo do encontro entre os jatos de fluido. O decréscimo na temperatura ocorre também de forma gradual sendo pautado pela turbulência seguindo o balanço de massa e energia de fluido dentro do misturador.

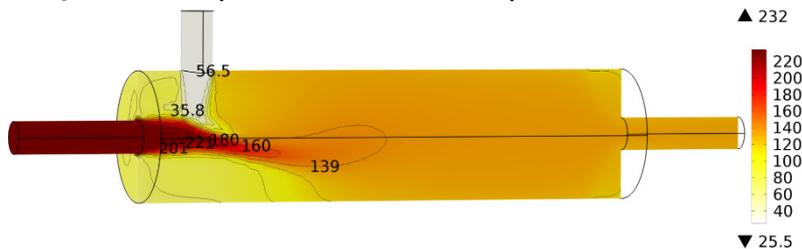
Figura 70 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio  $u_f = 1,5$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em  $T_q$ .



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A mesma situação pode ser observada para a velocidade de injeção de 2,0 m/s de fluido frio (Figura 71), porém o jato de fluido quente é deslocado pra baixo e a região de mistura aumenta, juntamente com a extensão das isotermas.

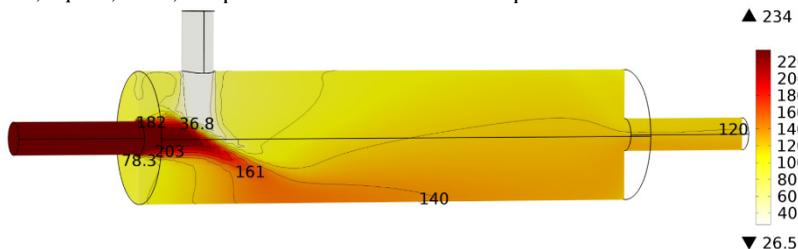
Figura 71 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio  $u_f = 2,0$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em Tq.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Seguindo a análise da variação da quantidade de energia, a Figura 72 apresenta o campo de temperaturas no modelo para a maior velocidade de injeção de fluido frio considerada nesta análise, 2,5 m/s, com vazão mássica idêntica nas duas correntes de injeção. A fluidodinâmica correspondente foi apresentada na Figura 67.

Figura 72 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade de fluido frio  $u_f = 2,5$  m/s,  $u_q = 2,5$  m/s, temperatura intermediária em Tq.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Na Figura 72 isotermas mais longas são percebidas, inclusive cortando o duto de saída do misturador, o que indica que a mistura é prejudicada pela elevada vazão e baixo tempo de residência.

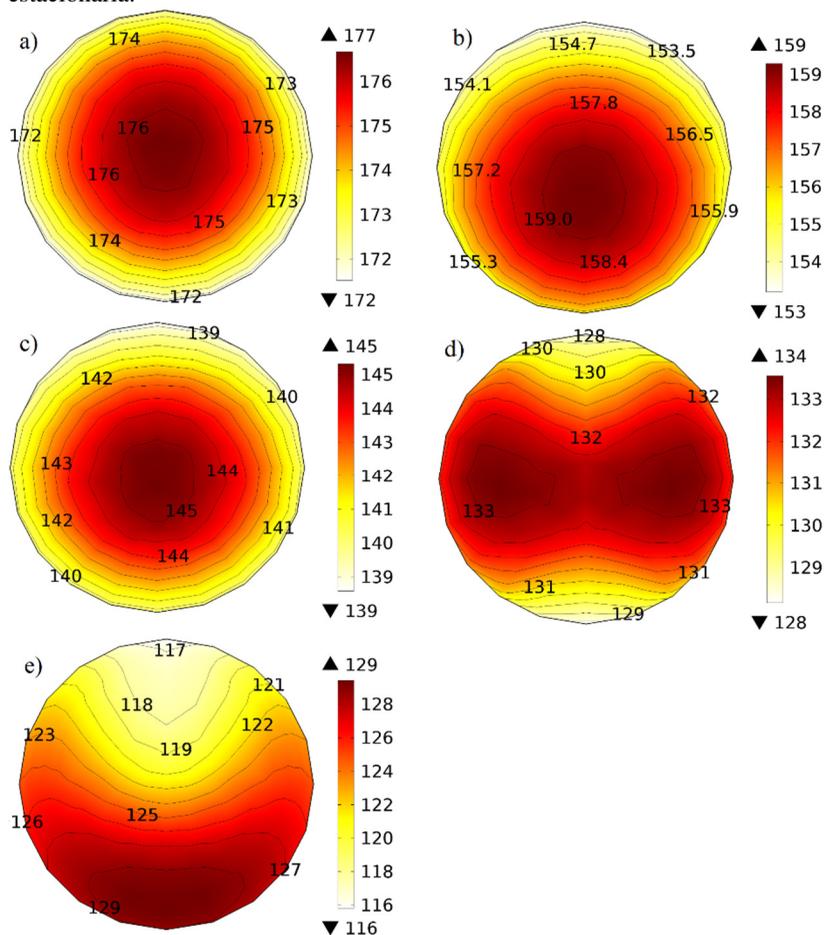
À primeira vista, o sistema de mistura operado em velocidades de injeção de fluido frio de até 2,0 m/s parece robusto, capaz de cumprir a função para a qual foi desenvolvido. Um detalhamento mais específico da composição da temperatura de saída é avaliada na próxima seção.

#### 4.3.2.3 Eficiência da Mistura

Para avaliar a eficiência da mistura no equipamento com a variação de velocidade de injeção de fluido frio, pode ser traçado o perfil de temperatura na tubulação de exaustão do misturador, formando um plano

de corte. Este mesmo procedimento já foi utilizado por outros autores, como Meijer et al. (2012), para avaliar a eficiência da mistura em misturadores estáticos. A Figura 73 apresenta o campo de temperaturas na saída para as configurações avaliando-se a variação da velocidade de injeção de fluido frio.

Figura 73 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q=2,5$  m/s e temperatura intermediária em Tq. a)  $u_r = 0,5$  m/s, b)  $u_r = 1,0$  m/s, c)  $u_r = 1,5$  m/s, d)  $u_r = 2,0$  m/s, e)  $u_r = 2,5$  m/s, simulação turbulenta estacionária.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

O resultado apresentado pelo misturador nas velocidades de até 2 m/s na injeção de fluido frio (Figura 73 “a”, “b”, “c” e “d”) é muito interessante, variando entre 5 e 6 °C, com menores níveis de temperatura junto às paredes, o que pode ser explicado pela perda de energia para o ambiente, considerada nas simulações conforme descrito na seção 3.1.4.

Esta composição, operada nas condições já descritas, abrange uma variação média na temperatura de saída de até 52 °C, simplesmente com a variação da velocidade de injeção de fluido frio. Sendo esta uma informação muito importante em uma possível automação futura do equipamento.

Uma faixa temperatura de 13 °C foi obtido para a maior vazão de fluido frio, fato este, que já estava previsto pela análise térmica e fluidodinâmica realizadas, mostradas nas Figuras 72 e 67, respectivamente. Ou seja, a mistura completa não chega a ocorrer, restando uma faixa de temperatura razoável na saída.

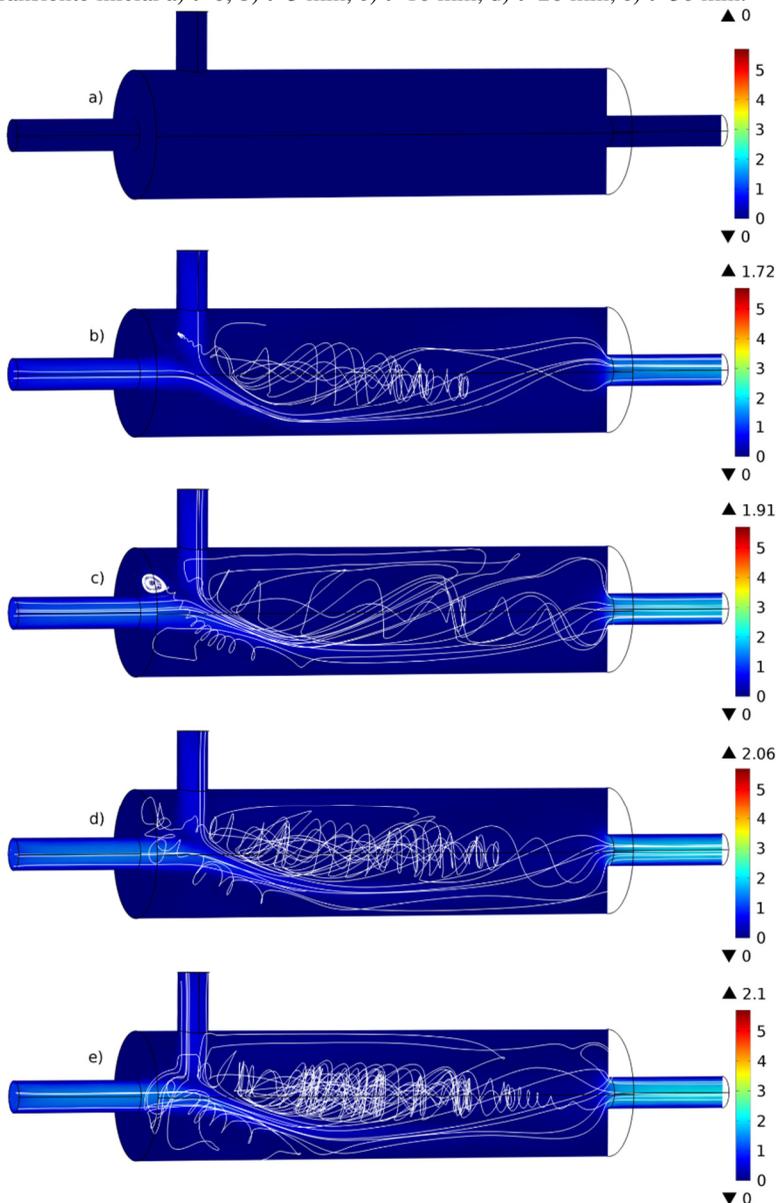
Esta heterogeneidade na temperatura não se constitui um problema se o processo posterior admitir essa variação no perfil de temperatura ou se permitir que a própria tubulação equalize o perfil de temperatura. Se necessário melhorar a mistura, a adição de lâ de rocha ou vidro, chicanas ou condicionadores de fluxo, utilizados em misturadores estáticos, podem ser alternativas para a solução do problema.

#### 4.3.2.4 Estudo fluidodinâmico e térmico transiente laminar para baixas velocidades de injeção

O comportamento do sistema frente às alterações na velocidade de injeção de fluido frio, bem como os transientes presentes no processo, são de grande interesse no presente trabalho. Nas três sessões anteriores foram apresentados os resultados da variação de velocidade de fluido frio para elevada velocidade de fluido quente. Nesta seção, de forma mais resumida, são apresentados os dados para baixa velocidade de fluido quente,  $u_q = 0,5$  m/s, seguindo o mesmo programa de velocidade de injeção de fluido frio.

Dada a importância da ocorrência de transiente no sistema, cinco quadros são adicionados contemplando a configuração no seu estado inicial, 5, 10, 20 e 30 minutos de simulação pautada com os dados experimentais. Como já foram considerados dados utilizando temperatura intermediária em “Tq”, para esta análise são apreciados os dados para temperatura alta em “Tq”. A representação está condensada na Figura 74 para que seja possível apreciar a riqueza de detalhes do transiente.

Figura 74 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q=0,5$  m/s e velocidade de fluido frio  $u_f=0,5$  m/s. Temperatura alta em Tq. Transiente inicial a)  $t=0$ , b)  $t=5$  min, c)  $t=10$  min, d)  $t=20$  min, e)  $t=30$  min.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 74 “a” apresenta a simulação em seu estado inicial, onde os campos de velocidade  $\mathbf{u}_q = 0,0$  m/s e  $\mathbf{u}_f = 0,0$  m/s. Nos instantes seguintes (5 s) são considerados nos campos de velocidade de injeção um breve transiente de velocidades, passando de 0 (zero) para a velocidade inicial, neste caso  $\mathbf{u}_q = 0,5$  m/s e  $\mathbf{u}_f = 0,5$  m/s. O mesmo procedimento é estendido para todas as transições de velocidades, o que é razoável, dado que experimentalmente é o tempo aproximado para ajuste da velocidade de injeção no registro.

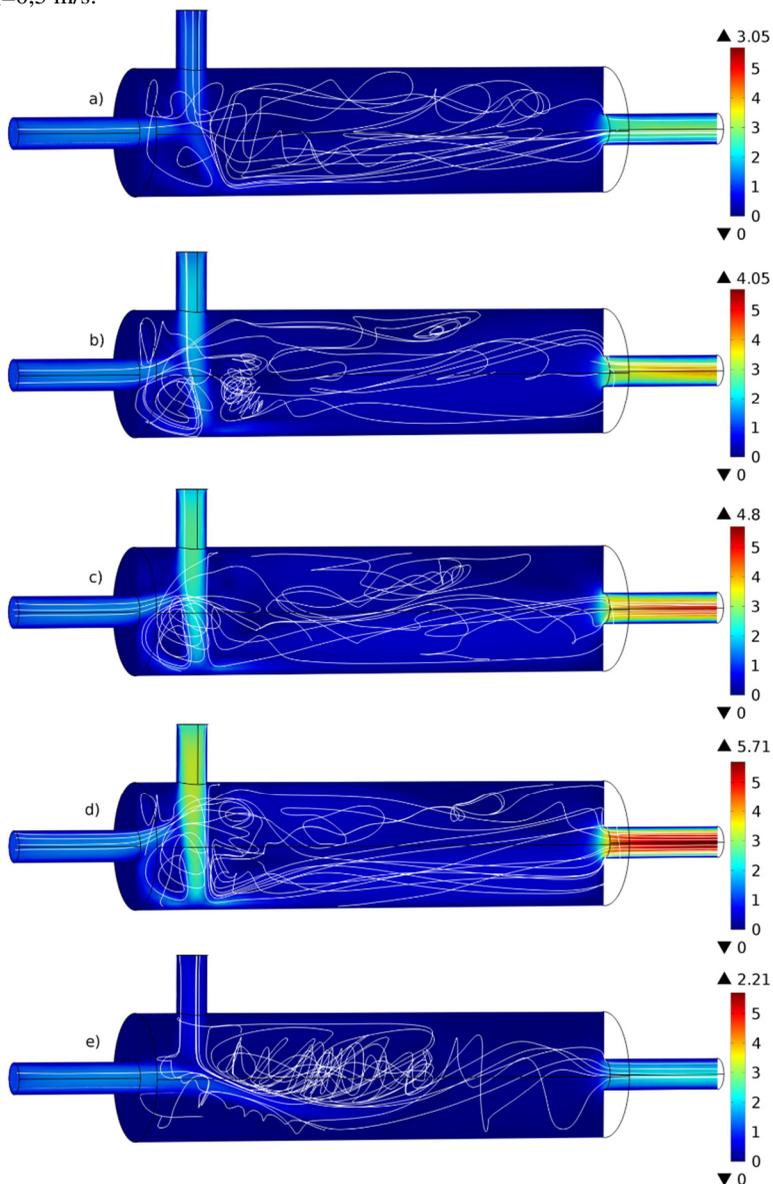
Nos quadros seguintes da Figura 74 (“a – e”) vê-se a velocidade de injeção de fluido frio é mantida constante em 0,5 m/s, já na injeção de fluido quente, a velocidade, que também inicia em 0,5 m/s, aumenta continuamente devido à expansão dos gases. A variação do volume do gás, e decorrente expansão, ocorre mais intensamente nos primeiros minutos da simulação, justamente onde ocorre a maior variação de temperatura com o tempo, como pode ser observado pela diferença sutil na cor do duto de injeção

Os campos de velocidade dentro da câmara de mistura são relativamente baixos, porém, pela característica intrínseca dos gases de baixa viscosidade e densidade, a fluidodinâmica é complexa. A Figura 74 mostra uma vista lateral das linhas de corrente em 3D geradas pelo software. Estas linhas tornam-se mais complexas e intensas à medida que ocorre o incremento da velocidade de injeção de fluido quente.

A convergência do modelo laminar indica que essas linhas de corrente complexas, com formação de vórtices e em espiral, são apenas perturbações laminares. Mais especificamente, indica a ocorrência de fluxo de *vórtex*, citado por Krupa et al. (2014) e Yousuf (2013), caracterizada por correntes de fluido que têm vórtices helicoidais com eixo de rotação.

A Figura 75 apresenta a sequência da mesma simulação citada na Figura 74, no entanto para os estágios onde ocorre o incremento da velocidade de injeção de fluido frio, onde a)  $t=35$  min e  $\mathbf{u}_f = 1,0$  m/s, b)  $t=40$  min e  $\mathbf{u}_f = 1,5$  m/s, c)  $t=45$  min e  $\mathbf{u}_f = 2,0$  m/s, d)  $t=50$  min e  $\mathbf{u}_f = 2,5$  m/s, e)  $t=55$  min e  $\mathbf{u}_f = 0,5$  m/s. Os quadros descritos na Figura 75 são extraídos 5 min após a variação na velocidade de injeção de fluido frio, quando o estado estacionário, ou com pouca variação, é alcançado.

Figura 75 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q=0,5$  m/s. Temperatura alta em Tq. a)  $t=35$  min e  $u_r=1,0$  m/s, b)  $t=40$  min e  $u_r=1,5$  m/s, c)  $t=45$  min e  $u_r=2,0$  m/s, d)  $t=50$  min e  $u_r=2,5$  m/s, e)  $t=55$  min e  $u_r=0,5$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

Observa-se na Figura 75 o sequente acréscimo na velocidade de injeção de fluido frio. Em “a” a velocidade na injeção do fluido quente e do fluido frio são semelhantes, o que gera um choque mais brando entre as correntes e o jato de fluido frio é deslocado para a direita.

O escoamento dentro do misturador é considerado complexo, ou seja, o tipo de fluxo depende muito da configuração da geometria e da variação das correntes. Uma breve análise indica que nestas configurações, na parte inicial da câmara, o fluxo de imersão citado por Krupa et al. (2014) e Yousuf (2013) está presente. Neste, os jatos de fluido fluem de um lado para outro da câmara e promovem mistura e transporte de fluido.

Por outro lado, na parte final da câmara de mistura, é possível perceber muitas linhas de fluxo que seguem da corrente lateral diretamente para a exaustão, isso indica segregação de camadas de fluido, ou fluxo segregado citado por Krupa et al. (2014) e Yousuf (2013), onde são formadas correntes paralelas de fluido, partindo do fluxo dos injetores até a saída, o que pode prejudicar a mistura.

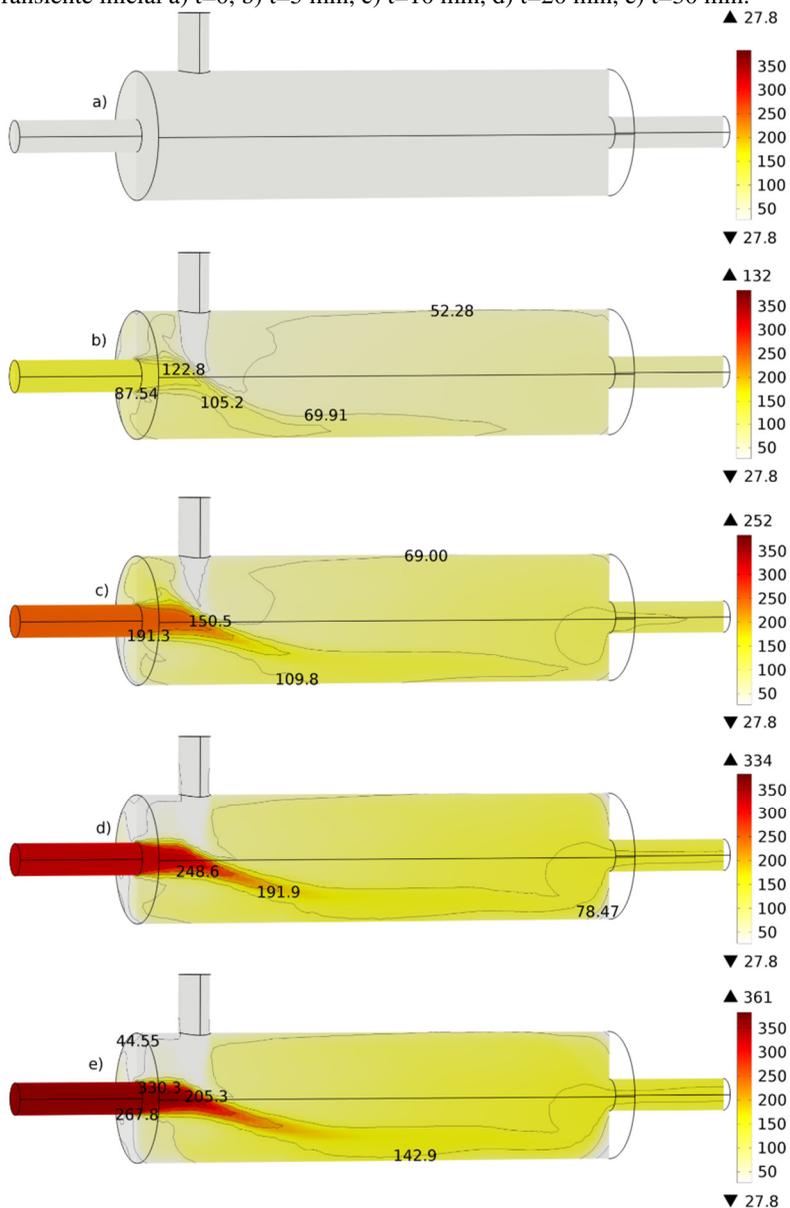
Na configuração “e” da Figura 75, percebe-se que as velocidades de injeção retomam o quadro apresentado na configuração “e” da Figura 74, semelhantes, porém retirados em diferentes instantes da simulação. É nítido que o sistema de linha de corrente muda completamente, retornando ao fluxo de *vórtex*.

Ao comparar a configuração “d” e “e” da Figura 75 observa-se que em um geral as velocidades são sensivelmente maiores para “d”, conforme vê-se na escala de cores. Nitidamente, próximo das paredes as velocidades são reduzidas, o que é pertinente, dado que para o regime laminar tem-se  $\mathbf{u} = 0$  m/s (*no slip*) selecionado para as paredes.

Depois da notória alteração da passagem da velocidade de injeção de fluido frio de  $\mathbf{u}_q=0,5$  m/s para  $\mathbf{u}_q=1,0$  m/s, o incremento na velocidade desta corrente não gera grandes alterações na fluidodinâmica do sistema, ficando restrito ao alcance do jato de fluido frio.

O campo de temperaturas referentes ao transiente inicial, com fluidodinâmica correspondente representada na Figura 74, são apresentados na Figura 76. Os cinco quadros desta referem-se à configuração em sua condição inicial, 5, 10, 20 e 30 min de simulação, com velocidade inicial de injeção de fluido quente  $\mathbf{u}_q = 0,5$  m/s e injeção de fluido frio  $\mathbf{u}_f = 0,5$  m/s, com temperatura Tq alta.

Figura 76 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q=0,5$  m/s e velocidade de fluido frio  $u_f=0,5$  m/s. Temperatura alta em Tq. Transiente inicial a)  $t=0$ , b)  $t=5$  min, c)  $t=10$  min, d)  $t=20$  min, e)  $t=30$  min.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A condição inicial de temperatura do sistema, obtida pela média dos seis termopares no instante anterior ao experimento, é imposto como condição inicial na modelagem e simulação (Figura 76 “a”).

A região de mistura no transiente inicial fica contida na região de choque dos jatos de fluidos. Camadas de fluido mais aquecido são deslocadas para o fundo da câmara de mistura pelo jato de fluido frio.

A configuração “c” da Figura 76, quadro aos 10 min de simulação, mostra quantitativamente o estado de segregação dos fluidos dentro da câmara. Isotermas que abrangem um volume considerável de fluido com temperatura média de 69 °C e de 109 °C estão presentes no mesmo momento sem efetivamente participar da mistura.

No transiente inicial, além da curva de incremento da temperatura, ocorre o conseqüente aumento da velocidade de injeção de fluido quente devido à expansão dos gases, o que pode ser observado pelo alcance do jato de fluido quente. Lembrando que a vazão mássica deste é mantida constante.

Um mesmo isocontorno de temperatura abrange um volume elevado de fluido, nas configurações “d” e “e”, que segue da injeção e passa pela exaustão sem homogeneizar a temperatura. Pelo número limitado de isothermas é difícil precisar o grau de mistura, por isso uma análise mais detalhada de um plano de corte no duto de saída é apresentada na Figura 78.

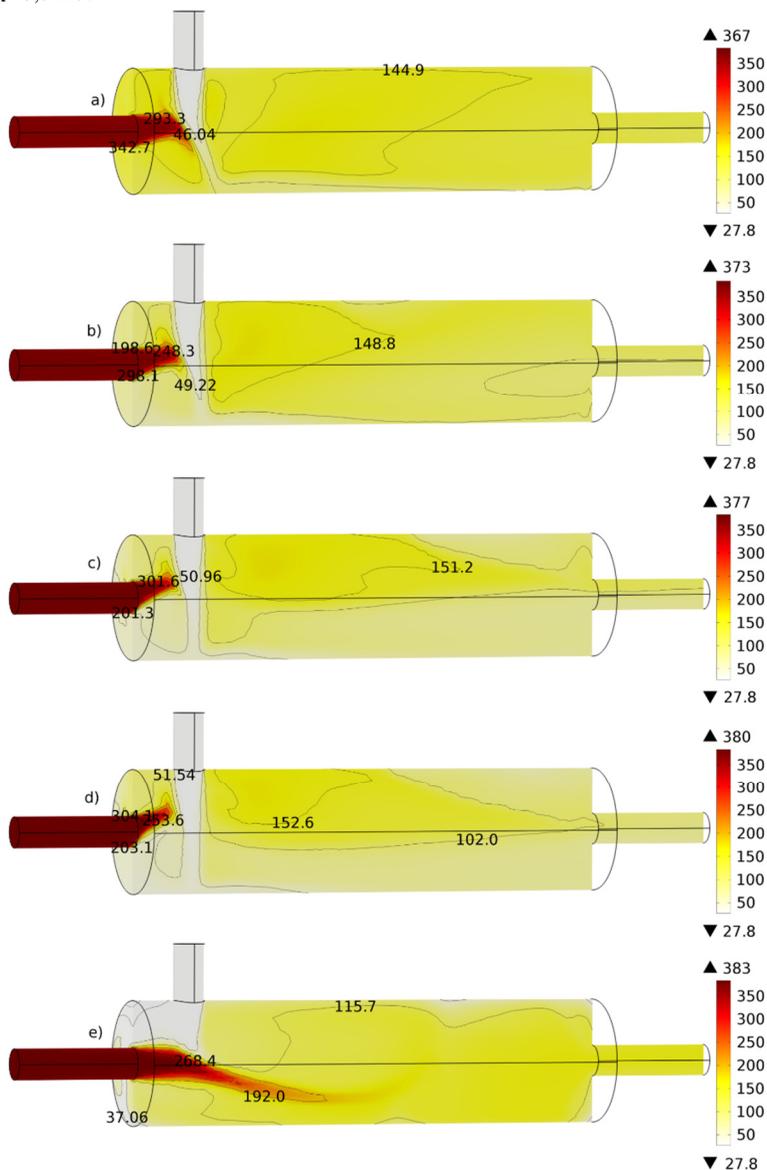
Os quadros de temperatura descritos na Figura 77 possuem campo de velocidade correspondente aos quadros da Figura 75, extraídos 5 min após a variação na velocidade de injeção de fluido frio, quando o estado estacionário é alcançado. A sequência de imagens indica a variação dos campos de temperaturas com a velocidade de fluido frio  $1,0 \leq u_f \leq 2,5$  m/s e uma queda final da velocidade de  $u_f = 2,5$  m/s para  $u_f = 0,5$  m/s.

Conforme discutido na seção 3.2.7, a temperatura de injeção de fluido quente não atinge o regime estacionário de temperatura, passando de 367 °C em “a” para 383 °C em “e”, como pode ser observado na extremidade superior da escala.

Com o incremento da velocidade é possível perceber que a abrangência das isothermas é reduzida, o que indicaria uma mistura melhor, porém, na Figura 77 “d” e “e”, observa-se um grande isocontorno que passa pela câmara de mistura e sai diretamente pelo duto de exaustão.

Mesmo com a segregação de camadas de fluidos, o choque entre as correntes promove mistura intensa nesta região, fazendo com que a alta temperatura do fluido de injeção seja rapidamente reduzida, principalmente para velocidades de injeção  $u_f \geq 1,0$  m/s.

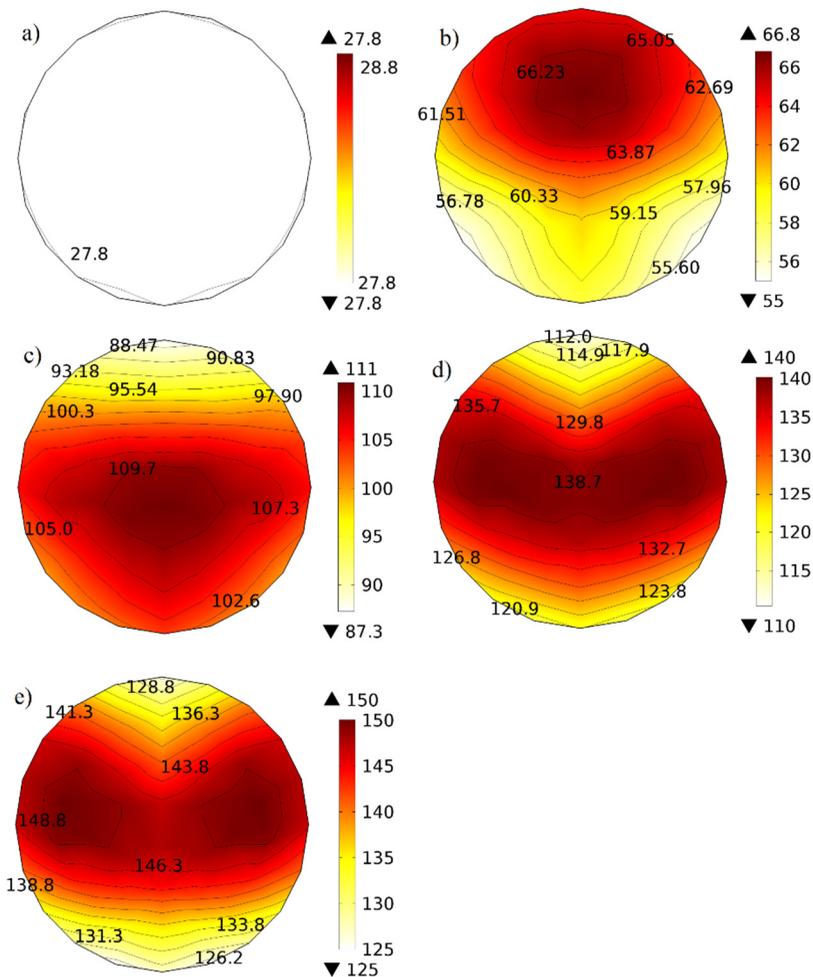
Figura 77 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de fluido quente  $u_q=0,5$  m/s. Temperatura alta em Tq. a)  $t=35$  min e  $u_f=1,0$  m/s, b)  $t=40$  min e  $u_f=1,5$  m/s, c)  $t=45$  min e  $u_f=2,0$  m/s, d)  $t=50$  min e  $u_f=2,5$  m/s, e)  $t=55$  min e  $u_f=0,5$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 78 exibe a avaliação da qualidade da mistura nos tempos 0, 5, 10, 20 e 30 min de simulação, apresentados pelas Figuras 74 e 76, vastamente discutidas nas páginas anteriores.

Figura 78 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 0,5 m/s e velocidade de fluido frio de 0,5 m/s. Temperatura alta em Tq. Transiente inicial a) t=0, b) t=5 min, c) t=10 min, d) t=20 min, e) t=30 min.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

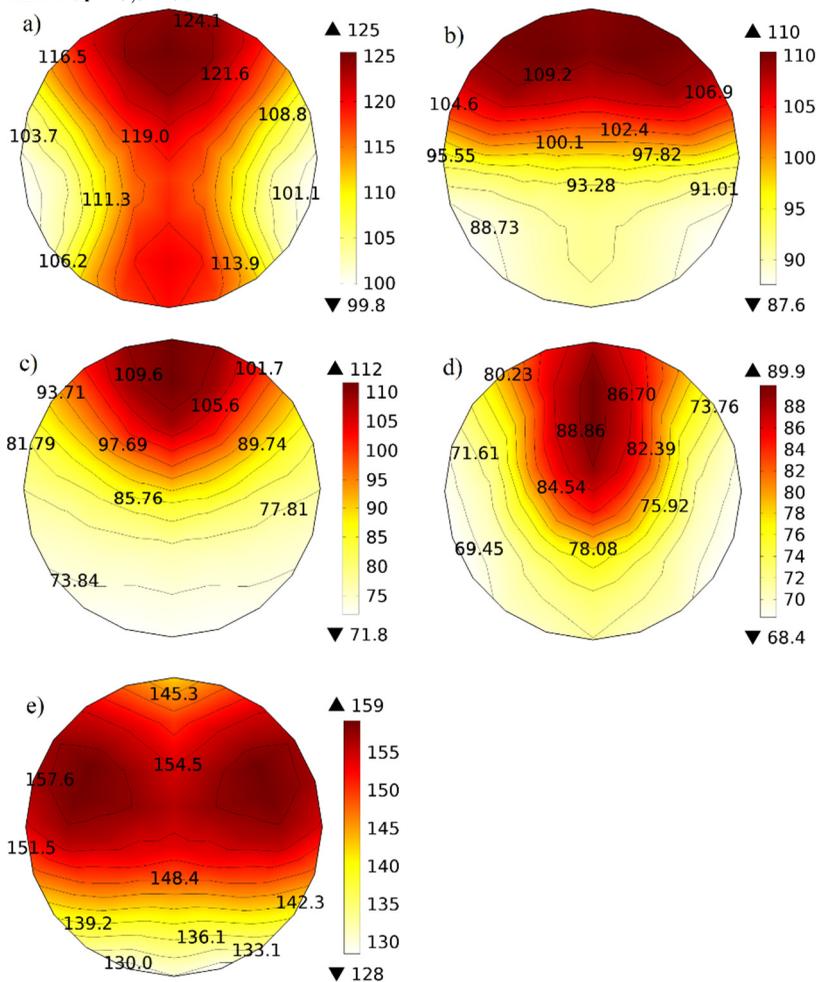
Uma evolução pode ser percebida no perfil de temperatura no decorrer do tempo (Figura 78), onde a corrente segregada de fluido mais quente inicialmente na parte superior do duto (“b”) é deslocada para a parte central inferior (“c”), dividindo-se posteriormente ao meio “e”. Lembrando que as modificações nos cinco quadros são fruto apenas do transiente de aquecimento e conseqüente aumento da velocidade de injeção de fluido quente, já que a vazão mássica de fluido é mantida constante.

A faixa de temperatura no duto de exaustão aumenta com o aumento da diferença entre as temperaturas da injeção de fluido frio e fluido quente até o quadro “d” da Figura 78, mas reduz no quadro “e”, ponderado pelo aumento da velocidade de fluido quente, que melhora a mistura, conforme já discutido anteriormente.

Seguindo com a análise de qualidade e eficiência da mistura, a Figura 79 exhibe a variação do campo de temperatura com a variação da velocidade de injeção de fluido frio (ar a temperatura ambiente). A variação dos campos de velocidade e temperatura para o protótipo correspondentes podem ser observados nas Figuras 75 e 77.

A faixa de temperatura de exaustão de cada configuração, considerando-se um plano de corte no duto de exaustão (Figura 79), se dá da seguinte forma: a) 25,2 °C com 1,0 m/s, b) 22,4 °C com 1,5 m/s, c) 40,2 °C com 2,0 m/s, d) 21,5 °C com 2,5 m/s e, e) 31 °C com 0,5 m/s. Via de regra, o aumento da velocidade de injeção de fluido frio reduz faixa de temperatura, pelo aumento da quantidade de movimento dos gases. Porém, o sistema é altamente dependente da configuração das velocidades de injeção dos fluidos e a configuração “c” foge à regra.

Figura 79 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 0,5 m/s. Temperatura alta em Tq a)  $t=35$  min e  $u_r = 1,0$  m/s, b)  $t=40$  min e  $u_r = 1,5$  m/s, c)  $t=45$  min e  $u_r = 2,0$  m/s, d)  $t=50$  min e  $u_r = 2,5$  m/s, e)  $t=55$  min e  $u_r = 0,5$  m/s.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

### 4.3.3 Variação da temperatura de injeção

Em um processo industrial, a faixa de temperatura de injeção pode ser bem elevada e os níveis de velocidade são inerentes a cada processo. Desta forma, é pertinente avaliar a influência da variação da temperatura de injeção para velocidades baixas e elevadas, que no presente trabalho são consideradas pela resolução em estudos laminares e transientes, respectivamente.

A variação da temperatura de injeção do fluido quente é pautada pela variação de vazão GLP no queimador infravermelho, que por sua vez, aquece o ar que é injetado em uma serpentina de cobre disposta sobre o mesmo.

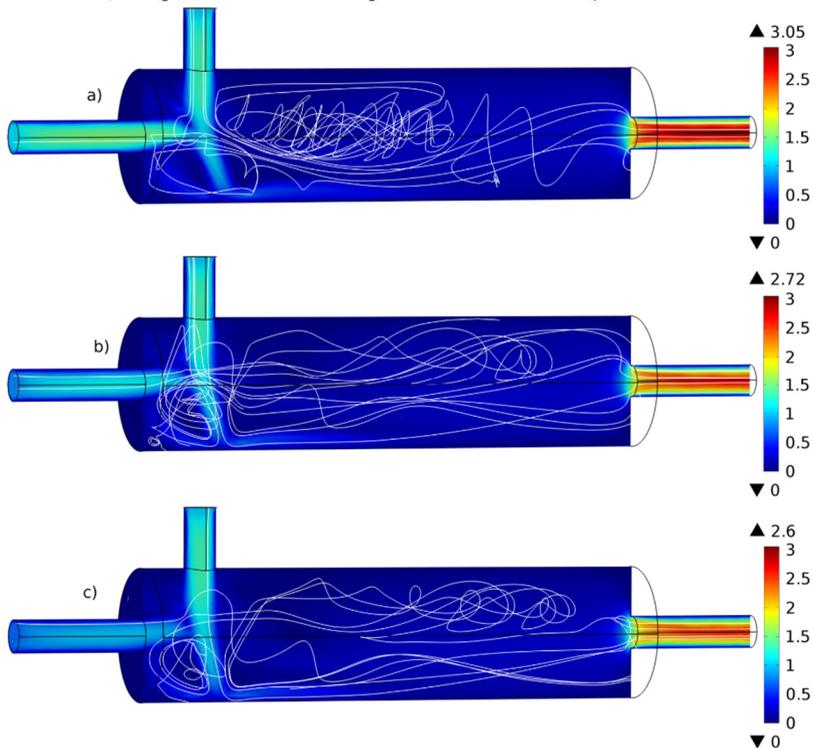
A variação da temperatura modifica vários aspectos no sistema, dentre os quais é possível citar: a densidade e a viscosidade, e com estas a fluidodinâmica envolvida; a massa de ar dentro da câmara de mistura, que é inversamente proporcional à temperatura absoluta média da câmara; a transferência de calor entre os fluidos e entre o protótipo e o meio que é diretamente proporcional, ou seja, quanto maior a diferença de temperatura, maior a transferência de calor e; a radiação, que aumenta com o aumento da temperatura.

#### 4.3.3.1 Quantidade de movimento

A Figura 80 compara a variação no campo de velocidades com a variação da temperatura para as seguintes configurações: a) temperatura alta em  $T_q$  e  $T = 367$  °C; b) temperatura intermediária em  $T_q$  e  $T = 209$  °C e; c) temperatura baixa em  $T_q$  e  $T = 145$  °C. Estas geram uma velocidade máxima de 3,05 m/s, 2,72 m/s e 2,6 m/s, respectivamente.

As alterações no campo de velocidades podem ser resumidas pela redução da velocidade do ar quente com a redução da temperatura e, principalmente, pela variação nas linhas de corrente de fluido. Estas são semelhantes para as configurações “b” e “c”, que compartilham os tipos de fluxo segregado e, em um pequeno volume do domínio, fluxo de imersão. Para a configuração “a” o fluxo do tipo *vórtex* ocorre devido ao campo de velocidades, mas principalmente impulsionado pelo choque entre as correntes (KRUPA et al., 2014; YOUSUF, 2013).

Figura 80 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de injeção de fluido quente  $u_q = 0,5$  m/s e velocidade de injeção de fluido frio  $u_r = 1,0$  m/s. a) temperatura alta em Tq e  $T = 367$  °C; b) temperatura intermediária em Tq e  $T = 209$  °C e; c) temperatura baixa em Tq e  $T = 145$  °C. Simulação laminar transiente.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

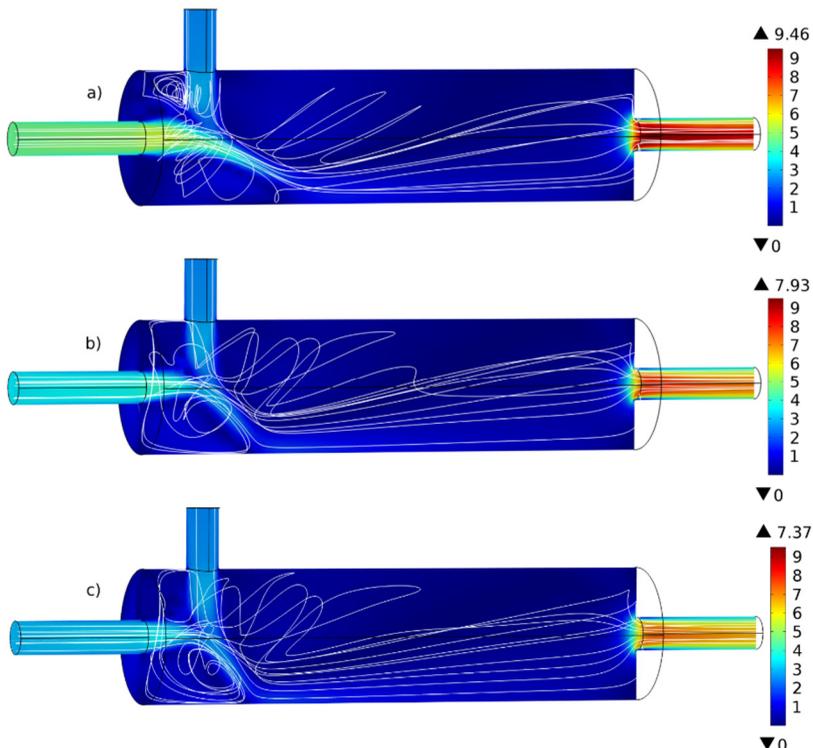
A comparação entre os modelos laminar e turbulento é rica em detalhes e pode ser apreciada observando as peculiaridades apresentadas pelas Figuras 80 e 81. Mesmo com a alteração da escala, para melhor visualização dos detalhes de cada variação, é possível perceber vários aspectos intrínsecos ao regime de escoamento.

A camada de baixa velocidade junto à parede, nos dutos de injeção e exaustão, é consideravelmente mais espessa nos modelos laminares que no modelo turbulento, o que é característica do regime de escoamento: não deslizamento na parede (*no slip*) no modelo laminar e função de parede no modelo turbulento.

A Figura 81 apresenta a variação no campo de velocidades com a variação da temperatura para: a) temperatura alta em Tq e  $T = 408$  °C; b)

temperatura intermediária em  $T_q$  e  $T = 243$  °C e; c) temperatura baixa em  $T_q$  e  $T = 173$  °C. Estas geram uma velocidade máxima no duto de exaustão de 9,46 m/s, 7,93 m/s e 7,37 m/s, respectivamente.

Figura 81 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de injeção de fluido quente  $u_q = 2,0$  m/s e velocidade de injeção de fluido frio  $u_r = 2,5$  m/s. a) temperatura alta em  $T_q$  e  $T = 408$  °C; b) temperatura intermediária em  $T_q$  e  $T = 243$  °C e; c) temperatura baixa em  $T_q$  e  $T = 173$  °C. Simulação turbulenta estacionária.



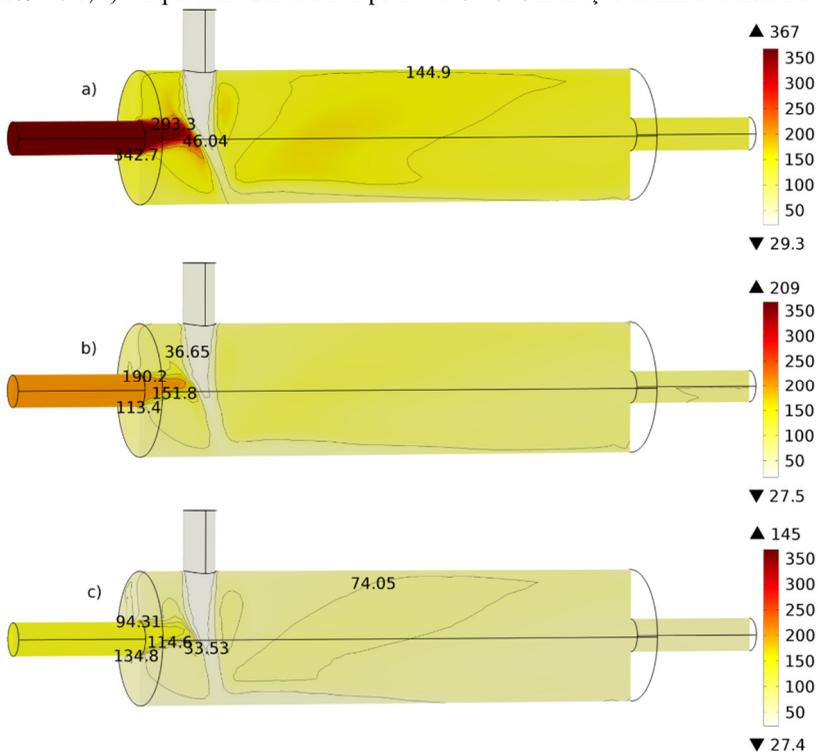
Fonte: desenvolvido pelo autor.

Um volume muito maior de fluido é misturado, pela configuração com estudo turbulento, na zona de mistura, onde ocorre o choque entre os jatos de fluido. Os jatos são dissipados muito mais rapidamente no modelo turbulento (Figura 81) que no modelo laminar (Figura 80). Entretanto, é preciso lembrar que o tempo de residência é inversamente proporcional à velocidade e pode não ser suficiente para a mistura completa.

## 4.3.3.2 Transferência de calor

Da mesma forma que nas sessões anteriores, faz-se correspondência entre os campos de velocidade e temperatura para o modelo laminar, como se vê nas Figura 80 e Figura 82, respectivamente.

Figura 82 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente  $u_q = 0,5$  m/s e velocidade de injeção de fluido frio  $u_f = 1,0$  m/s. a) temperatura alta em  $T_q$  e  $T = 367$  °C; b) temperatura intermediária em  $T_q$  e  $T = 209$  °C e; c) temperatura baixa em  $T_q$  e  $T = 145$  °C. Simulação laminar transiente.



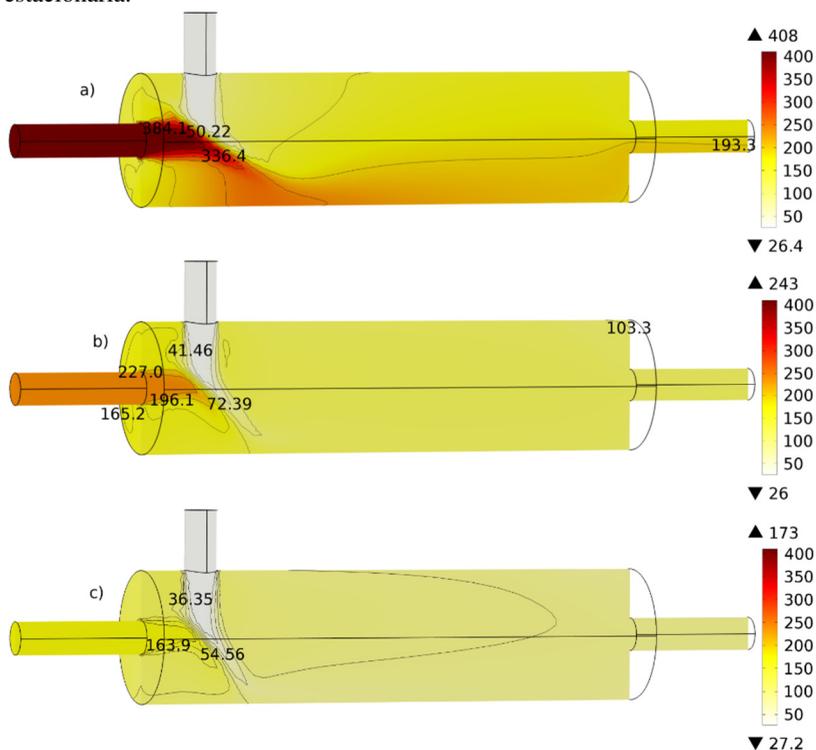
Fonte: desenvolvido pelo autor.

A Figura 82 mostra claramente a variação na temperatura de injeção de fluido quente pela escala termal de cor. Mais sutilmente pode ser vista a variação de cor na câmara de mistura. Merece destaque a camada de fluido mais frio formada na parte inferior da câmara de mistura, que com pequenas alterações, está presente nos três modelos.

A dinâmica da variação da mistura com a alteração da temperatura de injeção de fluido quente é complexa, devido à: alteração das propriedades físicas dos fluidos, aliada à expansão dos gases e consequente aumento da velocidade; variação da massa de ar presente dentro do misturador e; não menos importante, diferença entre as temperaturas de injeção dos dois fluidos.

A diferença básica entre o modelo laminar e turbulento pode ser observada pelas características das isotermais com camadas de fluido mais segregado nos modelos laminares (Figura 82) e mais distribuída nos modelos turbulentos (Figura 83).

Figura 83 – Campo de temperaturas [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente  $u_q = 2,0$  m/s e velocidade de injeção de fluido frio  $u_r = 2,5$  m/s. a) temperatura alta em  $T_q$  e  $T = 408$  °C; b) temperatura intermediária em  $T_q$  e  $T = 243$  °C e; c) temperatura baixa em  $T_q$  e  $T = 173$  °C. Simulação turbulenta estacionária.



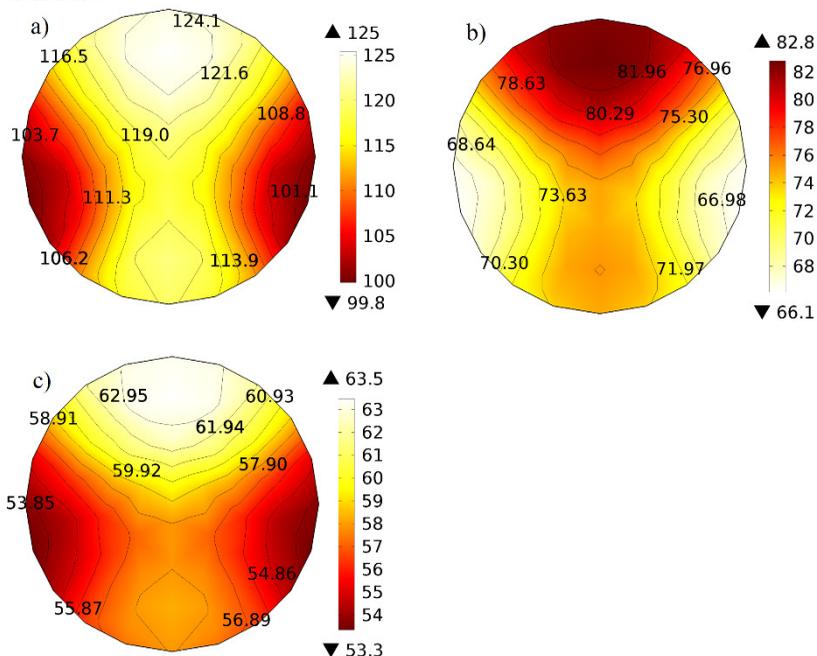
Fonte: desenvolvido pelo autor.

O quadro “a” da Figura 83 mostra claramente que, mesmo com o escoamento turbulento, a mistura completa não é alcançada. Isso se dá pela configuração das correntes e principalmente das velocidades elevadas e consequente baixo tempo de residência.

#### 4.3.3.3 Eficiência da mistura

A eficiência da mistura dos modelos laminares, apresentados anteriormente nas Figuras 80 e 82, referem-se aos campos de velocidade e temperatura, respectivamente, e pode ser visualizado na Figura 84.

Figura 84 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente  $u_q = 0,5$  m/s e velocidade de injeção de fluido frio  $u_f = 1,0$  m/s. a) temperatura alta em Tq e T = 367 °C; b) temperatura intermediária em Tq e T = 209 °C e; c) temperatura baixa em Tq e T = 145 °C. Simulação laminar transiente.



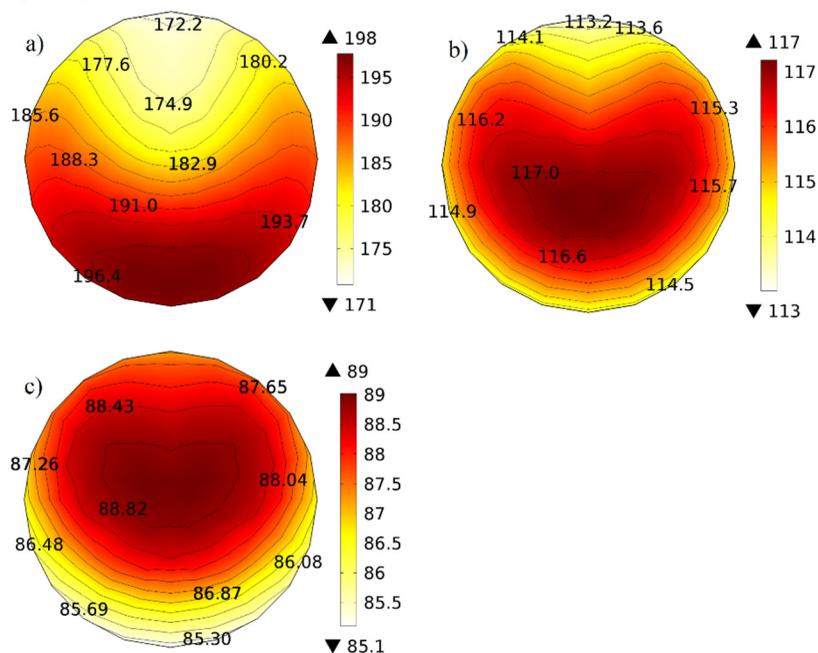
Fonte: desenvolvido pelo autor.

Os isocontornos apresentados nos quadros da Figura 84 ficam: a) 25,2 °C, b) 16,7 °C e c) 10,2 °C mostram que a faixa de temperatura no duto de exaustão é diretamente proporcional à temperatura de injeção de

fluido quente. Então pode-se afirmar que o incremento na velocidade, devido à expansão dos gases, não melhora significativamente a mistura, que também é afetada por outros tantos fatores já citados.

Como esperado, o modelo turbulento (Figura 85), correspondente aos casos apresentados nas Figuras 81 e 83, apresenta níveis melhores para mistura nas mais baixas temperaturas “b” e “c”, ficando em torno de 4 °C. Já em “a”, a faixa de temperatura fica em 27 °C, consequência do baixo tempo de residência e combinação de parâmetros de corrente, como amplamente discutido anteriormente.

Figura 85 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de injeção de fluido quente  $u_q = 2,0$  m/s e velocidade de injeção de fluido frio  $u_r = 2,5$  m/s. a) temperatura alta em Tq e T = 408 °C; b) temperatura intermediária em Tq e T = 243 °C e; c) temperatura baixa em Tq e T = 173 °C. Simulação turbulenta estacionária.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

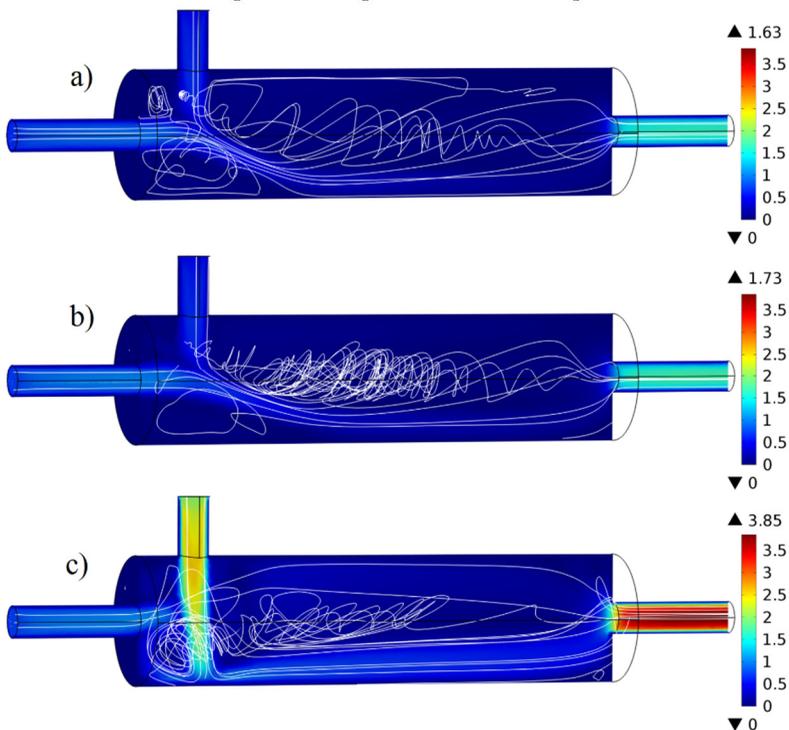
Em suma, desconsiderando-se o caso particular “a” da Figura 85, o incremento da temperatura de injeção não gera alteração significativa na qualidade da mistura para o modelo turbulento.

### 4.3.4 Inserção de meio poroso

Tem-se como um módulo alternativo ao sistema a inserção de um meio poroso, ou fibroso, de alta porosidade e permeabilidade, neste caso fibra de vidro, para o qual avaliam-se os efeitos na transferência de quantidade de movimento, balanço de energia e mistura.

A avaliação dos campos de velocidade de fluido para o modelo, considerando a câmara de mistura repleta de fibra de vidro, é apresentado na Figura 86 e, da mesma forma que para os outros modelos, as condições de contorno foram pautadas pelo experimento realizado, o qual tem resultado apresentado na Figura 43.

Figura 86 – Campo de velocidades [m/s] para velocidade inicial de fluido quente de 1,0 m/s. a)  $t=10$  min e  $u_r = 0,5$  m/s, b)  $t=30$  min e  $u_r = 0,5$  m/s, c)  $t=45$  min e  $u_r = 2,0$  m/s com meio poroso. Temperatura baixa em  $T_q$ .

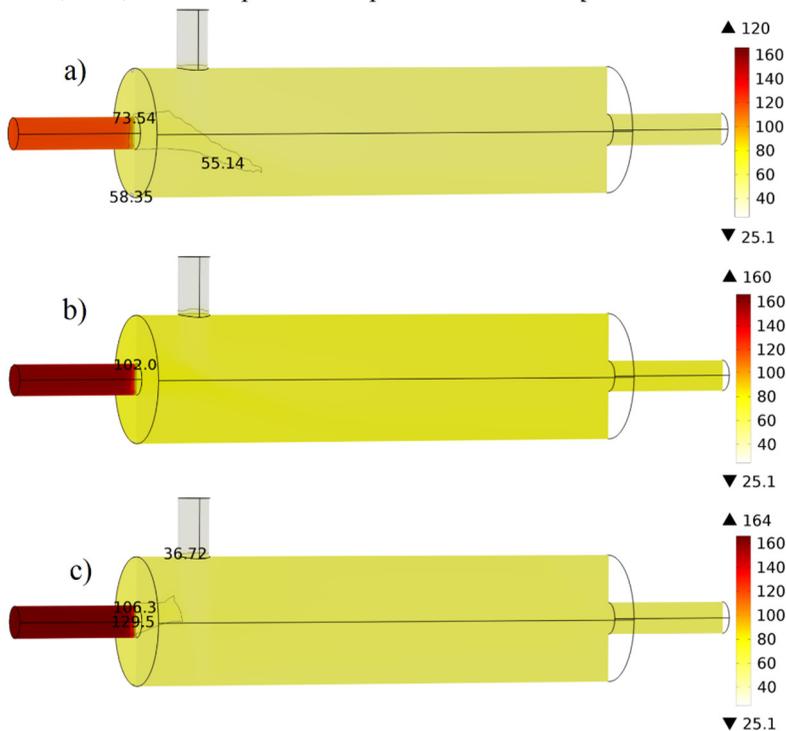


Fonte: desenvolvido pelo autor.

A simulação para meio poroso foi realizada para um estudo transiente. Os quadros da Figura 86 retratam os efeitos da variação da temperatura e vazão de fluido frio para velocidade inicial de fluido quente de  $u_q = 1,0$  m/s e: a)  $t=10$  min e  $u_f = 0,5$  m/s, b)  $t=30$  min e  $u_f = 0,5$  m/s e, c)  $t=45$  min e  $u_f = 2,0$  m/s, 5 minutos após a alteração da velocidade de injeção de  $u_f = 1,5$  m/s para  $u_f = 2,0$  m/s.

O comportamento das linhas de contorno são semelhantes às apresentadas no escoamento livre porém, quando compara-se configuração “c” da Figura 86 com a Figura 53, mesma configuração, porém para escoamento livre, observa-se que o “caminho” percorrido é mais complexo no meio poroso, o que é um indício de melhora na mistura.

Figura 87 – Campo de Temperatura [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 1,0 m/s. a)  $t=10$  min e  $u_f = 0,5$  m/s, b)  $t=30$  min e  $u_f = 0,5$  m/s, c)  $t=45$  min e  $u_f = 2,0$  m/s, com meio poroso. Temperatura baixa em Tq.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

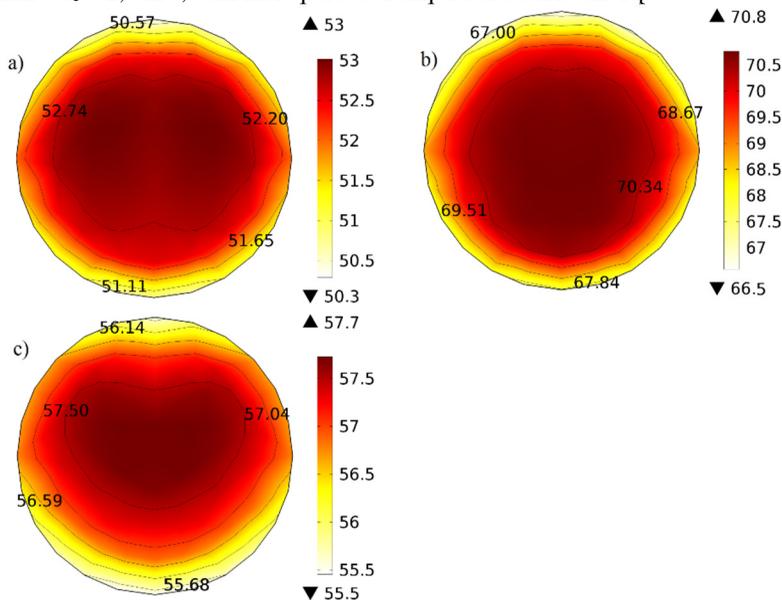
A grande diferença, e principal essência da utilização de meio poroso, ocorre na transferência de calor, bem representada pela Figura 87.

Esta, expressa de forma muito clara a uniformidade de distribuição do campo de temperatura no misturador. A fluidodinâmica correspondente pode ser apreciada na Figura 86.

Poucas isotermas ocorrem no interior da câmara de mistura e ficam condensadas em um espaço muito restrito, próximo das correntes de injeção de fluido. A condução e a convecção no material poroso pautam a distribuição do campo de temperaturas dentro da câmara, que é muito uniforme, mesmo com as alterações da temperatura de injeção de fluido quente e velocidade de injeção de fluido frio.

Percebe-se que a distribuição de temperatura da saída se dá também de forma mais homogênea (Figura 88), o que reduz a faixa de temperatura na saída de 10 a 12 °C do sistema operado com escoamento livre para 3 a 4 °C, ao considerar a adição de meio poroso.

Figura 88 – Campo de temperaturas de saída [°C] para velocidade inicial de fluido quente de 1,0 m/s. a)  $t=10$  min e  $u_r = 0,5$  m/s, b)  $t=30$  min e  $u_r = 0,5$  m/s, c)  $t=45$  min e  $u_r = 2,0$  m/s, com meio poroso. Temperatura baixa em Tq.



Fonte: desenvolvido pelo autor.

A característica da fibra de vidro confere inércia térmica, mesmo com uma massa reduzida, tornando o sistema mais robusto para o fim a que foi projetado. Além disso, essa característica atribui um horizonte de tempo mais longo para ações de controle e manutenção da temperatura.

## 5 CONCLUSÃO

Com a extensa gama de observações e resultados obtidos no decorrer do trabalho, foi possível comprovar a adequação de um protótipo misturador versátil e modular de correntes térmicas gasosas. Entende-se que os fenômenos de transferência de quantidade de momento e de energia, bem como, qualidade da mistura, foram caracterizados de forma apropriada pelos métodos experimentais e pela modelagem e simulação empreendidas.

Nos procedimentos experimentais a temperatura na saída responde rapidamente frente às perturbações, porém, com desenvolvimento lento e assintótico, em decorrência da inércia térmica do sistema e principalmente pela dinâmica de resposta dos termopares. Desta forma, têm-se que a temperatura real do sistema difere da temperatura observada, o que é intrínseco à qualquer processo que utiliza este tipo de termopar.

A resposta do sistema às variações nas velocidades de injeção de fluido frio são proporcionais à temperatura reinante no interior da câmara de mistura, ou seja, quanto maior essa temperatura, maior o impacto gerado na temperatura da saída para a mesma variação na velocidade da corrente fria, fato este que está relacionado com a quantidade de massa presente no sistema.

Os modelos de escoamento laminares apresentam boa representatividade dos dados experimentais. Para velocidades iniciais de injeção de fluido quente  $u_q = 0,5$  m/s e velocidade de injeção de fluido frio a partir de  $1,0 \leq u_f \leq 2,5$  m/s, a reprodução da temperatura experimental pelo modelo tem diferença em módulo inferior a 10 °C. Já para a velocidade de injeção  $u_f = 0,5$  m/s e  $u_q = 1,5$  m/s, a diferença fica na faixa de 10 a 30 °C.

A reprodução dos dados experimentais pelos modelos turbulentos, com  $u_q = 2,5$  m/s e  $u_f \geq 1,5$ , gera desvios menores, abaixo de 5 °C em módulo. Entretanto, os desvios são mais elevados para menores velocidades de injeção de fluido frio, chegando a 55 °C em módulo.

O escoamento possui padrão laminar em velocidades iniciais de injeção de fluido quente inferiores a 1,5 m/s, com presença de perturbações laminares dos tipos: segregado, *vórtex* e de imersão. Pelos aspectos relacionados à convergência e aos campos de velocidade constatados, considerou-se um modelo turbulento (k- $\epsilon$ ) para prever o escoamento em  $2,0 \leq u_q \leq 2,5$  m/s.

O aumento da velocidade de injeção, seja da corrente quente ou fria, melhora a mistura. Entretanto, o sistema depende fortemente da configuração de velocidades, pois em algumas configurações específicas,

como por exemplo onde  $u_q = 2,5$  m/s e  $u_f = 2,5$  m/s, com temperatura intermediária em  $T_q$ , as diferenças chegam a 13 °C, enquanto para configurações, onde mantém-se  $u_q = 2,5$  m/s e reduz-se  $u_f \leq 2,0$  m/s, essas diferenças não passam de 6 °C.

Pela observação dos campos de temperatura em velocidades de injeção em  $u_q = 0,5$  m/s e variando-se  $0,5 \leq u_f \leq 2,5$  m/s, é possível afirmar que o fluxo segregado caracteriza o escoamento, o que produz diferenças de 21 a 40 °C, isso em um plano de corte no duto de saída.

A introdução de um meio poroso no interior da câmara de mistura apresenta-se como alternativa válida para a melhoria da capacidade de mistura e incremento da inércia térmica. Percebe-se com isso, que a distribuição de temperatura pelo meio poroso se dá de forma mais homogênea ao considerar a mesma configuração das condições de entrada, o que reduz as diferenças de temperatura na saída de 10 a 12 °C para 3 a 4 °C.

Diante da resolução limitada dos termopares, é possível afirmar que experimentalmente não é possível registrar as diferenças de temperatura na saída obtidas por modelagem e simulações. No entanto, essas diferenças de temperatura apontadas pelo modelo não devem comprometer o funcionamento do equipamento para a maior parte dos processos industriais.

Em suma, as características do misturador são adequadas para a recuperação de correntes térmicas gasosas. A partir disso, faz-se necessário prever a implementação de um sistema de controle e automação, para inserir de maneira efetiva o equipamento nos processos industriais.

Ante à perspectiva de continuidade do projeto, é válido propor melhorias ao sistema, como: aumentar o isolamento da câmara de mistura e dutos para reduzir a perda de calor para o meio; incluir nas simulações o mecanismo da radiação, a dinâmica dos termopares e a perda de calor pelas paredes com isolamento parcial; aplicar um escudo de radiação nos termopares ou utilizar sensores que possam considerar a radiação; inserir elementos de mistura estruturados ou bicos injetores; e avaliar e implementar sistemas de controle e automação do módulo experimental.

## REFERÊNCIAS

- ABRUNHOSA, J. D. M.; NIECKELE, A. O. **Avaliação de modelos de turbulência de baixo reynolds na predição de escoamentos complexos**. ANAIS CONEM - Departamento de Engenharia Mecânica, PUC/RJ, p. 8, 2000.
- AHMED, M. R.; SHARMA, S. D. **Turbulent mixing enhancement with a 20° chute mixer**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 30, n. 3, p. 161-174, 2006.
- ALVAREZ, A. R.; MOTA, J. A. **Sustentabilidade Ambiental no Brasil: biodiversidade, economia e bem-estar humano**. IPEA 2010.
- ANGELO, G. **Análise numérica da dinâmica do escoamento em circuitos de circulação natural**. Tese de doutorado. Instituto de Pesquisas energéticas e nucleares. Autarquia associada à Universidade de São Paulo, 2013.
- ARMENIADES, D. et al. **Mixing device**. United States. Patent number: US 3286992 A, 1966.
- BARRUÉ, H. et al. **Comparison of aerodynamics and mixing mechanisms of three mixers: Oxyntator™ gas-gas mixer, KMA and SMI static mixers**. Chemical Engineering Journal, v. 84, n. 3, p. 343-354, 2001.
- BAUMANN, A. et al. **Flow regimes and drop break-up in SMX and packed bed static mixers**. Chemical Engineering Science, v. 73, p. 354-365, 2012.
- BÖTTCHER, N. et al. **Non-isothermal, compressible gas flow for the simulation of an enhanced gas recovery application**. Journal of Computational and Applied Mathematics, v. 236, n. 18, p. 4933-4943, 2012.
- BYRDE, O.; SAWLEY, M. L. **Optimization of a Kenics static mixer for non-creeping flow conditions**. Chemical Engineering Journal, v. 72, n. 2, p. 163-169, 1999.
- CAMIOTO, F. D. C.; MARIANO, E. B.; REBELATTO, D. A. D. N. **Efficiency in Brazil's industrial sectors in terms of energy and sustainable development**. Environmental Science & Policy, v. 37, p. 50-60, 2014.
- CHACZYKOWSKI, M. **Transient flow in natural gas pipeline – The effect of pipeline thermal model**. Applied Mathematical Modelling, v. 34, n. 4, p. 1051-1067, 2010.
- CHEMINEER. **Literature: Agitators, Impellers, Auxiliaries and Applications**. Disponível em: < <http://www.chemineer.com/literature.html> >. Acesso em: 22/12/2014.

CHEMTECH, S. **Mixing and reaction technology**. SULZER. 2014.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. **Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection From a Horizontal Cylinder**. Int. J. Heat Mass Transfer, v. 18, p. 1049-1053, 1975.

CLOETE, S. W. P.; EKSTEEN, J. J.; BRADSHAW, S. M. **A numerical modelling investigation into design variables influencing mixing efficiency in full scale gas stirred ladles**. Minerals Engineering, v. 46-47, p. 16-24, 2014.

COELHO, A. L. D. F.; CAMPOS, J. C. C. **Princípios gerais de medição de temperatura: estudo da curva de calibração dos termopares tipo J e K**. ANAIS CONEM - VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, p. 10, 18 a 21 de agosto de 2010, 2010.

COMGÁS. **Possibilidades e Aplicações**. Disponível em: <  
<http://www.comgas.com.br/pt/comgasParaVoce/Industrial/Paginas/Aplicacoes.aspx>  
>. Acesso em: 16/01/2015.

COMSOL. **Material library**. Software COMSOL Multiphysics 2014.

COMSOL. **Laminar Static Mixer**. Galeria de Modelos. Disponível em: <  
<http://www.br.comsol.com/model/laminar-static-mixer-245> >. Acesso em:  
10/01/2015.

COUVERT, A. et al. **Static mixers with a gas continuous phase**. Chemical Engineering Science, v. 61, n. 11, p. 3429-3434, 2006.

CREYSSELS, M. et al. **Laminar heat transfer in the “MLLM” static mixer**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 81, p. 774-783, 2015.

DAHIKAR, S. K.; SATHE, M. J.; JOSHI, J. B. **Investigation of flow and temperature patterns in direct contact condensation using PIV, PLIF and CFD**. Chemical Engineering Science, v. 65, n. 16, p. 4606-4620, 2010.

DANTAS, M. A. **Análise do desempenho de um queimador infravermelho funcionando com gás liquefeito de petróleo e glicerina**. Dissertação de Mestrado Programa de Pós Graduação em Ciência e Engenharia de Petróleo, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2010.

DICKINSON, E. J. F.; EKSTRÖM, H.; FONTES, E. **COMSOL Multiphysics®: Finite element software for electrochemical analysis**. A mini-review. Electrochemistry Communications, v. 40, p. 71-74, 2014.

FARZANEH-GORD, M. et al. **Thermodynamic analysis of natural gas reciprocating compressors based on real and ideal gas models.** International Journal of Refrigeration, 2014.

FERNANDES, F. A. N.; PIZZO, S. M.; JR., D. M. **Termodinâmica química.** 1ª Edição. 2006.

FERNANDES, L. A. G. **Ensaios experimentais com misturadores estáticos.** Dissertação de mestrado. Desenvolvimento de Processos Químicos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, 2005.

FRADETTE, L. et al. **3D finite element simulation of fluid flow through a SMX static mixer.** Computers & Chemical Engineering, v. 22, Supplement 1, p. S759-S761, 1998.

FREI, W. **How Much Memory Is Needed to Solve Large COMSOL Models?** Disponível em: < <http://www.comsol.com/blogs/much-memory-needed-solve-large-comsol-models/> >. Acesso em: 14/12/2014.

GERLICH, V.; SULOVSÁK, K.; ZÁLEŠÁK, M. **COMSOL Multiphysics validation as simulation software for heat transfer calculation in buildings: Building simulation software validation.** Measurement, v. 46, n. 6, p. 2003-2012, 2013.

GHANEM, A. et al. **Static mixers: Mechanisms, applications, and characterization methods – A review.** Chemical Engineering Research and Design, 2014.

GLAVIČ, P.; LUKMAN, R. **Review of sustainability terms and their definitions.** Journal of Cleaner Production, v. 15, n. 18, p. 1875-1885, 2007.

HASSEL, E. et al. **Large-eddy simulation and laser diagnostic measurements of mixing in a coaxial jet mixer.** Chemical Engineering Science, v. 61, n. 9, p. 2908-2912, 2006.

JOSHI, P.; NIGAM, K. D. P.; NAUMAN, E. B. **The Kenics static mixer: new data and proposed correlations.** The Chemical Engineering Journal and the Biochemical Engineering Journal, v. 59, n. 3, p. 265-271, 1995.

JUNIOR, C. F. J. **Desenvolvimento e otimização de misturador estático com o uso da fluidodinâmica computacional (C.F.D.).** Tese de doutorado. Faculdade De Engenharia Química, Universidade Estadual De Campinas - UNICAMP, 2008.

KEUERLEBER, R.; PAHL, F. **Device for feeding flowable material to a mold cavity.** United States patent. KRAUSS-MAFFEI. 3706515, 1972.

- KHALIFEH, A.; CLERMONT, J.-R. **Numerical simulations of non-isothermal three-dimensional flows in an extruder by a finite-volume method.** Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, v. 126, n. 1, p. 7-22, 2005.
- KOUTMOS, P.; MCGUIRK, J. J. **CFD predictions of lobed mixer performance.** Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, v. 122, n. 1-2, p. 131-144, 1995.
- KRUPA, K. et al. **Characterization of micromixing in T-jet mixers.** Chemical Engineering Science, v. 111, p. 48-55, 2014.
- KUKRETI, A. R. et al. **Simulation of Waterflooding in Heterogeneous, Compressible, and Irregularly Shaped Reservoirs.** In: YOSHI K, S. (Ed.). Developments in Geomathematics: Elsevier, v. Volume 5, p.279-284. ISBN 0167-5982, 1986.
- KUMAR, V.; SHIRKE, V.; NIGAM, K. D. P. **Performance of Kenics static mixer over a wide range of Reynolds number.** Chemical Engineering Journal, v. 139, n. 2, p. 284-295, 2008.
- LINDENBERG, C.; MAZZOTTI, M. **Experimental characterization and multi-scale modeling of mixing in static mixers. Part 2. Effect of viscosity and scale-up.** Chemical Engineering Science, v. 64, n. 20, p. 4286-4294, 2009.
- LISBOA, P. F. et al. **Computational-fluid-dynamics study of a Kenics static mixer as a heat exchanger for supercritical carbon dioxide.** The Journal of Supercritical Fluids, v. 55, n. 1, p. 107-115, 2010.
- LIU, S.; HRYMAK, A. N.; WOOD, P. E. **Laminar mixing of shear thinning fluids in a SMX static mixer.** Chemical Engineering Science, v. 61, n. 6, p. 1753-1759, 2006.
- LIU, Y.-H. **Experimental and numerical investigation of circularly lobed nozzle with/without central plug.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, n. 12, p. 2577-2585, 2002.
- LIU, Y.-H. **Experimental and numerical research on high pumping performance mechanism of lobed exhauster-ejector mixer.** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 34, n. 2, p. 197-209, 2007.
- LUO, P. et al. **An experimental study of liquid mixing in a multi-orifice-impinging transverse jet mixer using PLIF.** Chemical Engineering Journal, v. 228, n. 0, p. 554-564, 2013.
- MA, C. Y. et al. **Simulation for scale-up of a confined jet mixer for continuous hydrothermal flow synthesis of nanomaterials.** The Journal of Supercritical Fluids, 2015.

MAHDI, R. A. et al. **Review of convection heat transfer and fluid flow in porous media with nanofluid.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 41, p. 715-734, 2015.

MEIJER, H. E. H.; SINGH, M. K.; ANDERSON, P. D. **On the performance of static mixers: A quantitative comparison.** Progress in Polymer Science, v. 37, n. 10, p. 1333-1349, 2012.

METZGER, L.; KIND, M. **On the transient flow characteristics in Confined Impinging Jet Mixers - CFD simulation and experimental validation.** Chemical Engineering Science, 2014.

MITCHELL, D. R.; TAO, Y. X.; BESANT, R. W. **Air filtration with moisture and frosting phase changes in fiberglass insulation—II. Model validation.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 38, n. 9, p. 1597-1604, 1995.

MOHAMMED, H. A.; SALMAN, Y. K. **Combined convection heat transfer for thermally developing aiding flow in an inclined circular cylinder with constant heat flux.** Applied Thermal Engineering, v. 27, n. 8–9, p. 1236-1247, 2007.

ODEN, J. T. **Finite element method.** Scholarpedia. Disponível em: < [http://www.scholarpedia.org/article/Finite\\_element\\_method](http://www.scholarpedia.org/article/Finite_element_method) >. Acesso em: 12/01/2014

OMEGA. **Introdução aos termopares.** Disponível em: < <http://br.omega.com/prodinfo/termopares.html> >. Acesso em: 16/01/2015.

OSIADACZ, A. J.; CHACZYKOWSKI, M. **Comparison of isothermal and non-isothermal pipeline gas flow models.** Chemical Engineering Journal, v. 81, n. 1–3, p. 41-51, 2001.

PATKAR, V. C.; PATWARDHAN, A. W. **Effect of jet angle and orifice shape in gas–gas mixer using CFD.** Chemical Engineering Research and Design, v. 89, n. 7, p. 904-920, 2011.

PENG, Y.; LIOU, W. W.; PARKER, P. P. **Analytical investigation of free surface flow in multi-layer porous media.** Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, v. 380, n. 1–3, p. 213-221, 2011.

PRATES, C. P. T. et al. **Evolução da Oferta e da Demanda de Gás Natural no Brasil.** Desenvolvimento, B. O. B. N. D. Biblioteca Digital: 35 - 68 p. 2006.

QUITES, E. E. C.; LIA, L. R. B. **Introdução à transferência de calor.** Universidade Federal Do Piauí, p. 127, 2012.

RATHOD, M. L.; KOKINI, J. L. **Effect of mixer geometry and operating conditions on mixing efficiency of a non-Newtonian fluid in a twin screw mixer.** Journal of Food Engineering, v. 118, n. 3, p. 256-265, 2013.

REIS, A. M.; YANAGIHARA, J. I. **Medição de flutuações de velocidade em escoamentos turbulentos usando dados de termopares.** XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, águas de Lindóia, São Paulo. Anais COBEM 1999, p. 10, 1999.

RIBEIRO, V. M. et al. **Three-dimensional effects in laminar flow past a confined cylinder.** Chemical Engineering Science, v. 84, p. 155-169, 12/24/ 2012.

RIVERA, C. et al. **A virtual finite element model for centered and eccentric mixer configurations.** Computers & Chemical Engineering, v. 28, n. 12, p. 2459-2468, 2004.

RIVERA, C. A. et al. **Finite element modeling of the laminar and transition flow of the Superblend dual shaft coaxial mixer on parallel computers.** Chemical Engineering Science, v. 64, n. 21, p. 4442-4456, 2009.

ROMERO, O. J.; NIECKELE, A. O. **Estudo do regime transiente de fluidos compressíveis em tubulações com área variável.** COBEM 99 - XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. Águas de Lindóia, São Paulo, 1999.

RYBAK, I.; MAGIERA, J. **A multiple-time-step technique for coupled free flow and porous medium systems.** Journal of Computational Physics, v. 272, p. 327-342, 2014.

SAJADI, A. R. et al. **Experimental and numerical study on heat transfer and flow resistance of oil flow in alternating elliptical axis tubes.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 77, p. 124-130, 2014.

SALLES, F. P. **Aplicação do método de elementos finitos para aprimoramento da análise de motores de indução trifásicos acionados por inversores.** Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, 2008.

SAMHWA. **High Shear Mixers.** MIX, S. 2014.

SANAYE, S.; MAHMOUDIMEHR, J. **Technical Assessment of Isothermal and Non-Isothermal Modelings of Natural Gas Pipeline Operational Conditions.** Oil Gas Sci. Technol. – Rev. IFP Energies nouvelles, v. 67, n. 3, p. 435-449, 2012.

SHAN, Y.; ZHANG, J.-Z. **Numerical investigation of flow mixture enhancement and infrared radiation shield by lobed forced mixer.** Applied Thermal Engineering, v. 29, n. 17–18, p. 3687-3695, 2009.

SOUZA, R. M. D. **O Método dos Elementos Finitos Aplicado ao Problema de Condução de Calor**. Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento De Engenharia Civil, Núcleo De Instrumentação E Computação Aplicada À Engenharia: 39 p. 2003.

TABER, R. E. B.; HAWKINSON, D. R. **Fluid mixing device**. COMPANY, S. D. New York. Patent Number: US 2894732 A, 1959.

TABIB, M. V. et al. **CFD study of single phase and multiphase (liquid-liquid) pump-mixer: Analyzing design parameters, flow structures and turbulence**. Chemical Engineering Science, v. 80, p. 55-69, 2012.

TANGUY, P. A.; BERTRAND, J.; XUEREB, C. **Handbook of Industrial Mixing, Science and Practice**, E.L. Paul, V.A. Atiemo-Obeng, S.M. Kresta (Eds.). John Wiley & Sons, Hoboken, NJ (2003), ISBN: 0-471-26919-0. Chemical Engineering Science, v. 60, n. 8-9, p. 2533, 2005.

TAUSCHER, W.; SCHUTZ, G. **Sulzer Technical Review**, SUZLER 1973.

TECHNOLOGY, M. **The Finite Element Method**. Disponível em: <  
<http://illustrations.marin.ntnu.no/structures/analysis/FEM/theory/index.html> >.  
Acesso em: 22/12/2014.

TECHNOLOGY, T. **Thermoelectric Temperature Controller Sensor Attachment with Notes on Thermocouples**. 2010.

TECNOPAR. **Características dos termopares**. Disponível em: <  
[http://www.tecnopar-rs.com.br/manuais/manual\\_caracteristicas.pdf](http://www.tecnopar-rs.com.br/manuais/manual_caracteristicas.pdf) >. Acesso em:  
17/01/2015.

UILHOORN, F. E. **Dynamic behaviour of non-isothermal compressible natural gases mixed with hydrogen in pipelines**. International Journal of Hydrogen Energy, v. 34, n. 16, p. 6722-6729, 2009.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 3ª Edição. São Paulo, 1993.

VYAKARANAM, K. V.; ASHOKAN, B. K.; KOKINI, J. L. **Evaluation of effect of paddle element stagger angle on the local velocity profiles in a twin-screw continuous mixer with viscous flow using Finite Element Method simulations**. Journal of Food Engineering, v. 108, n. 4, p. 585-599, 2012.

WANG, L. et al. **Mixing enhancement of novel passive microfluidic mixers with cylindrical grooves**. Chemical Engineering Science, v. 81, p. 157-163, 2012.

WELTY, J. R. et al. **Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer**. Fifth Edition. John Wiley & Sons, Inc., 2008.

YOON, S.-J. et al. **Assessment of COMSOL capability to analyze thermal-hydraulic characteristics of Korean helium cooled test blanket.** *Fusion Engineering and Design*, v. 88, n. 9–10, p. 2240-2243, 2013.

YOSHIE, R. et al. **CFD simulations of gas dispersion around high-rise building in non-isothermal boundary layer.** *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 99, n. 4, p. 279-288, 2011.

YOUSUF, M. A. S. M. **Modelling, Simulation and Experimental Characterization of T-Jets Reactors.** Ph.D. Dissertation. Chemical and Biological Engineering, Universidade do Porto, 2013.

ZHANG, J.; XU, S.; LI, W. **High shear mixers: A review of typical applications and studies on power draw, flow pattern, energy dissipation and transfer properties.** *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, v. 57–58, p. 25-41, 2012.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. **The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals.** Sixth edition, 749 p., 2005.

## APÊNDICE A – PROPRIEDADES FÍSICAS, NÚMEROS ADIMENSIONAIS E COEFICIENTES DE TROCA TÉRMICA

Tabela 1 - Propriedades físicas do ar.

Vazão de GLP	Velocidade de injeção Fluido Quente [m/s]	Temperatura Ambiente [K]	Temperatura Média [K]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\mu$ [kg/(m s <sup>2</sup> )]	Cp [J/kg K]	K [W/m <sup>2</sup> K]
Vazão alta	0,50	301,5	368,3	0,959	2,17E-05	1010,90	0,031
	1,00	300,1	403,8	0,874	2,32E-05	1015,07	0,034
	1,50	301,4	435,5	0,811	2,45E-05	1019,52	0,036
Vazão média	0,50	301,9	301,6	1,171	1,86E-05	1005,79	0,026
	1,00	300,6	301,0	1,173	1,86E-05	1005,76	0,026
	1,50	300,4	300,7	1,174	1,86E-05	1005,75	0,026
Vazão baixa	0,50	301,9	302,2	1,169	1,86E-05	1005,81	0,026
	1,00	302,8	302,3	1,168	1,86E-05	1005,82	0,026
	1,50	302,5	302,9	1,166	1,87E-05	1005,85	0,027

Fonte: desenvolvido pelo autor; COMSOL (2014).

Tabela 2 – Números adimensionais simulações regime laminar.

Vazão de GLP	Velocidade de injeção Fluido Quente [m/s]	Temperatura Ambiente [K]	Temperatura Média [K]	Re	Pr	Gr	Ra
Vazão alta	0,50	301,5	368,3	490,62	0,70	1,15E+08	8,03E+07
	1,00	300,1	403,8	618,91	0,69	7,78E+07	5,40E+07
	1,50	301,4	435,5	733,08	0,69	5,47E+07	3,78E+07
Vazão média	0,50	301,9	301,6	571,72	0,71	2,84E+08	2,01E+08
	1,00	300,6	301,0	772,68	0,71	2,92E+08	2,07E+08
	1,50	300,4	300,7	971,56	0,71	2,94E+08	2,08E+08
Vazão baixa	0,50	301,9	302,2	570,78	0,71	2,82E+08	1,99E+08
	1,00	302,8	302,3	764,30	0,71	2,77E+08	1,96E+08
	1,50	302,5	302,9	959,28	0,71	2,76E+08	1,95E+08

Fonte: desenvolvido pelo autor.

Tabela 3 – Resistências térmica simulações regime laminar.

Vazão de GLP	Velocidade de injeção Fluido Quente [m/s]	$Nu_i$	$Nu_e$	$h_i$	$h_e$	Resistência Convecção interna	Resistência Condução Paredes e isolamento	Resistência Convecção externa	$\sum R$
Vazão alta	0,50	20,393	7,26	2,043	0,728	0,917	0,440	2,298	3,65
	1,00	21,708	6,83	2,349	0,740	0,797	0,440	2,261	3,50
	1,50	22,734	6,47	2,618	0,745	0,715	0,440	2,243	3,40
Vazão média	0,50	21,356	8,38	1,798	0,705	1,042	0,440	2,372	3,85
	1,00	23,227	8,41	1,952	0,707	0,960	0,440	2,367	3,77
	1,50	24,781	8,42	2,080	0,707	0,900	0,440	2,366	3,71
Vazão baixa	0,50	21,345	8,36	1,800	0,705	1,040	0,440	2,372	3,85
	1,00	23,154	8,34	1,953	0,704	0,959	0,440	2,376	3,78
	1,50	24,687	8,34	2,086	0,704	0,898	0,440	2,374	3,71

Fonte: desenvolvido pelo autor.

Tabela 4 – Propriedades físicas do ar.

Vazão de GLP	Velocidade de injeção Fluido Quente	Velocidade de injeção Fluido Frio	Temperatura ambiente [K]	Temperatura Média [K]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\mu$ [kg/(m s <sup>2</sup> )]	Cp [J/kg K]	K [W/m <sup>2</sup> K]
Vazão alta	2,0	0,5	299,2	493,7	0,715	2,6745E-05	1029,24	0,0400
		1	299,2	490,0	0,721	2,6609E-05	1028,57	0,0397
		1,5	299,2	481,4	0,733	2,6287E-05	1027,03	0,0392
		2	299,2	457,4	0,772	2,5375E-05	1022,97	0,0376
		2,5	299,2	443,5	0,796	2,483E-05	1020,75	0,0367
	2,5	0,5	299,2	500,1	0,706	2,6981E-05	1030,42	0,0404
		0,5	302,4	506,5	0,697	2,7214E-05	1031,61	0,0408
		1	302,4	500,9	0,705	2,701E-05	1030,56	0,0404
		1,5	302,4	491,4	0,718	2,6663E-05	1028,84	0,0398
		2	302,4	478,3	0,738	2,6173E-05	1026,50	0,0390
Vazão média	2,0	2,5	302,4	472,5	0,747	2,5954E-05	1025,50	0,0386
		0,5	302,4	512,1	0,689	2,7419E-05	1032,68	0,0412
		0,5	300,7	414,1	0,853	2,3647E-05	1016,45	0,0347
		1	300,7	411,3	0,858	2,3533E-05	1016,07	0,0345
		1,5	300,7	404,3	0,873	2,3242E-05	1015,14	0,0340
	2,5	2	300,7	390,2	0,905	2,2646E-05	1013,37	0,0330
		2,5	300,7	385,8	0,915	2,2458E-05	1012,85	0,0327
		0,5	300,7	418,2	0,844	2,3816E-05	1017,02	0,0350
		0,5	301,3	421,2	0,838	2,3935E-05	1017,43	0,0352
		1	301,3	418,7	0,843	2,3836E-05	1017,09	0,0350
Vazão baixa	2,0	1,5	301,3	413,5	0,854	2,3622E-05	1016,37	0,0347
		2	301,3	402,6	0,877	2,3169E-05	1014,92	0,0339
		2,5	301,3	392,5	0,900	2,2744E-05	1013,65	0,0332
		0,5	301,3	423,7	0,833	2,404E-05	1017,80	0,0354
		0,5	300,8	377,6	0,935	2,2106E-05	1011,91	0,0321
	2,5	1	300,8	376,2	0,938	2,2045E-05	1011,76	0,0320
		1,5	300,8	371,2	0,951	2,1823E-05	1011,21	0,0317
		2	300,8	361,2	0,977	2,1384E-05	1010,19	0,0309
		2,5	300,8	356,9	0,989	2,1192E-05	1009,77	0,0306
		0,5	300,8	379,7	0,930	2,2193E-05	1012,14	0,0323
2,5	0,5	302,4	388,4	0,909	2,257E-05	1013,16	0,0329	
	1	302,4	385,1	0,917	2,2427E-05	1012,76	0,0327	
	1,5	302,4	380,6	0,928	2,2233E-05	1012,24	0,0323	
	2	302,4	372,2	0,949	2,187E-05	1011,32	0,0317	
	2,5	302,4	369,3	0,956	2,1742E-05	1011,01	0,0315	
0,5	302,4	389,7	0,906	2,2627E-05	1013,32	0,0330		

Fonte: desenvolvido pelo autor; COMSOL.

Tabela 5 – Números adimensionais simulações regime turbulento.

Vazão de GLP	Velocidade de injeção Fluido Quente	Velocidade de injeção Fluido Frio	Temperatura ambiente [K]	Temperatura Média [K]	Re	Pr	Gr	Ra
Vazão alta	2,0	0,5	299,2	493,7	689,34	0,688	1,71E+07	1,18E+07
		1	299,2	490,0	831,44	0,689	1,73E+07	1,19E+07
		1,5	299,2	481,4	981,88	0,689	1,79E+07	1,23E+07
		2	299,2	457,4	1162,48	0,690	1,94E+07	1,34E+07
		2,5	299,2	443,5	1336,50	0,691	2,03E+07	1,40E+07
	2,5	0,5	299,2	500,1	683,30	0,688	1,67E+07	1,15E+07
		0,5	302,4	506,5	670,44	0,688	1,60E+07	1,10E+07
		1	302,4	500,9	810,61	0,688	1,64E+07	1,13E+07
		1,5	302,4	491,4	958,00	0,689	1,69E+07	1,17E+07
		2	302,4	478,3	1115,37	0,689	1,78E+07	1,22E+07
Vazão média	2,0	2,5	302,4	472,5	1265,37	0,689	1,81E+07	1,25E+07
		0,5	302,4	512,1	665,42	0,688	1,57E+07	1,08E+07
		0,5	300,7	414,1	775,73	0,693	2,06E+07	1,40E+07
		1	300,7	411,3	935,39	0,693	2,17E+07	1,50E+07
		1,5	300,7	404,3	1104,95	0,694	2,19E+07	1,52E+07
	2,5	2	300,7	390,2	1296,02	0,695	2,22E+07	1,54E+07
		2,5	300,7	385,8	1470,23	0,695	2,22E+07	1,54E+07
		0,5	300,7	418,2	770,21	0,692	2,14E+07	1,48E+07
		0,5	301,3	421,2	764,94	0,692	2,12E+07	1,47E+07
		1	301,3	418,7	921,75	0,692	2,13E+07	1,47E+07
Vazão baixa	2,0	1,5	301,3	413,5	1085,12	0,693	2,15E+07	1,49E+07
		2	301,3	402,6	1264,37	0,694	2,19E+07	1,52E+07
		2,5	301,3	392,5	1449,04	0,695	2,21E+07	1,53E+07
		0,5	301,3	423,7	761,62	0,692	2,11E+07	1,46E+07
		0,5	300,8	377,6	829,59	0,696	2,21E+07	1,54E+07
	2,5	1	300,8	376,2	998,24	0,696	2,20E+07	1,53E+07
		1,5	300,8	371,2	1176,48	0,697	2,18E+07	1,52E+07
		2	300,8	361,2	1372,16	0,698	2,12E+07	1,48E+07
		2,5	300,8	356,9	1557,67	0,699	2,08E+07	1,45E+07
		0,5	300,8	379,7	826,32	0,696	2,21E+07	1,54E+07
0,5		302,4	388,4	808,17	0,695	2,18E+07	1,51E+07	
1		302,4	385,1	976,01	0,695	2,18E+07	1,51E+07	
1,5		302,4	380,6	1148,62	0,696	2,17E+07	1,51E+07	
2		302,4	372,2	1334,49	0,697	2,14E+07	1,49E+07	
2,5	302,4	369,3	1510,12	0,697	2,12E+07	1,48E+07		
0,5	302,4	389,7	806,16	0,695	2,18E+07	1,51E+07		

Fonte: desenvolvido pelo autor.

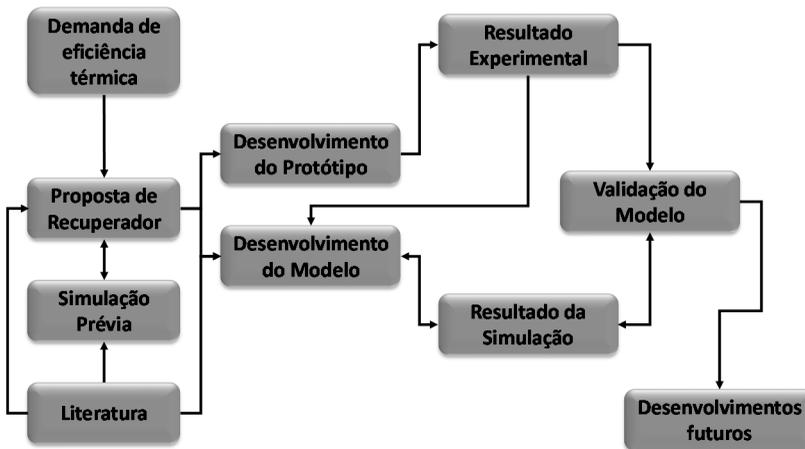
Tabela 6 – Resistências térmica simulações regime turbulento.

Vazão de GLP	Velocidade de injeção Fluido Quente	Velocidade de injeção Fluido Frio	$Nu_i$	$Nu_e$	$h_i$	$h_e$	Resistência Convecção interna	Resistência Condução Paredes e isolamento	Resistência Convecção externa	$\sum R$
Vazão alta	2,0	0,5	22,322	5,43	2,842	0,692	0,659	0,440	2,42	3,52
		1	23,527	5,44	2,978	0,689	0,629	0,440	2,43	3,50
		1,5	24,663	5,47	3,078	0,683	0,608	0,440	2,45	3,50
		2	25,891	5,54	3,103	0,664	0,604	0,440	2,52	3,56
		2,5	26,958	5,58	3,151	0,652	0,594	0,440	2,57	3,60
	0,5	22,266	5,41	2,864	0,696	0,654	0,440	2,40	3,49	
	2,5	0,5	22,147	5,38	2,878	0,699	0,651	0,440	2,39	3,48
		1	23,357	5,40	3,008	0,695	0,622	0,440	2,40	3,47
		1,5	24,488	5,43	3,107	0,689	0,603	0,440	2,43	3,47
		2	25,576	5,47	3,176	0,679	0,590	0,440	2,46	3,49
2,5		26,521	5,48	3,262	0,674	0,574	0,440	2,48	3,49	
0,5	22,100	5,37	2,897	0,703	0,647	0,440	2,38	3,46		
Vazão média	2,0	0,5	23,112	5,63	2,554	0,623	0,733	0,440	2,69	3,86
		1	24,367	5,64	2,678	0,620	0,699	0,440	2,70	3,84
		1,5	25,556	5,65	2,769	0,612	0,676	0,440	2,73	3,85
		2	26,767	5,66	2,815	0,595	0,665	0,440	2,81	3,91
		2,5	27,765	5,66	2,893	0,590	0,647	0,440	2,83	3,92
	0,5	23,063	5,63	2,569	0,627	0,729	0,440	2,67	3,84	
	2,5	0,5	23,016	5,62	2,579	0,629	0,726	0,440	2,66	3,82
		1	24,260	5,62	2,705	0,627	0,692	0,440	2,67	3,80
		1,5	25,416	5,63	2,805	0,621	0,668	0,440	2,69	3,80
		2	26,565	5,65	2,868	0,610	0,653	0,440	2,74	3,84
2,5		27,641	5,65	2,921	0,598	0,641	0,440	2,80	3,88	
0,5	22,986	5,61	2,588	0,632	0,723	0,440	2,65	3,81		
Vazão baixa	2,0	0,5	23,586	5,66	2,413	0,579	0,776	0,440	2,89	4,10
		1	24,856	5,66	2,535	0,577	0,739	0,440	2,90	4,08
		1,5	26,056	5,65	2,627	0,570	0,713	0,440	2,93	4,09
		2	27,249	5,63	2,685	0,555	0,697	0,440	3,02	4,15
		2,5	28,274	5,61	2,758	0,547	0,679	0,440	3,06	4,17
	0,5	23,557	5,66	2,421	0,582	0,773	0,440	2,87	4,09	
	2,5	0,5	23,402	5,65	2,452	0,591	0,764	0,440	2,83	4,03
		1	24,688	5,64	2,568	0,587	0,729	0,440	2,85	4,02
		1,5	25,866	5,64	2,664	0,581	0,703	0,440	2,88	4,02
		2	27,016	5,63	2,731	0,569	0,686	0,440	2,94	4,06
2,5		28,003	5,63	2,812	0,565	0,666	0,440	2,96	4,07	
0,5	23,384	5,64	2,457	0,593	0,762	0,440	2,82	4,02		

Fonte: desenvolvido pelo autor.

## APÊNDICE B – FLUXOGRAMA

Figura 89 – Fluxograma de informação para desenvolvimento do projeto.



Fonte: desenvolvido pelo autor.