



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

HUGO KALEV NOEL BARBOZA

**Simulações computacionais de convecção térmica em
ambientes refrigerados utilizando o software OpenFOAM**

GOIÂNIA

2026



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

**TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO (TECA) PARA DISPONIBILIZAR VERSÕES ELETRÔNICAS DE TESES
E DISSERTAÇÕES NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG**

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a [Lei 9.610/98](#), o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou download, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

O conteúdo das Teses e Dissertações disponibilizado na BDTD/UFG é de responsabilidade exclusiva do autor. Ao encaminhar o produto final, o autor(a) e o(a) orientador(a) firmam o compromisso de que o trabalho não contém nenhuma violação de quaisquer direitos autorais ou outro direito de terceiros.

1. Identificação do material bibliográfico

Dissertação Tese Outro*: _____

*No caso de mestrado/doutorado profissional, indique o formato do Trabalho de Conclusão de Curso, permitido no documento de área, correspondente ao programa de pós-graduação, orientado pela legislação vigente da CAPES.

Exemplos: Estudo de caso ou Revisão sistemática ou outros formatos.

2. Nome completo do autor

Hugo Kalev Noel Barboza

3. Título do trabalho

Simulações computacionais de convecção térmica em ambientes refrigerados utilizando o software OpenFOAM

4. Informações de acesso ao documento (este campo deve ser preenchido pelo orientador)

Concorda com a liberação total do documento SIM NÃO¹

[1] Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. Após esse período, a possível disponibilização ocorrerá apenas mediante:

- a) consulta ao(a) autor(a) e ao(a) orientador(a);
- b) novo Termo de Ciência e de Autorização (TECA) assinado e inserido no arquivo da tese ou dissertação.

O documento não será disponibilizado durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;
- Publicação da dissertação/tese em livro.

Obs. Este termo deverá ser assinado no SEI pelo orientador e pelo autor.



Documento assinado eletronicamente por **Felipe Pamplona Mariano, Professor do Magistério Superior**, em 05/04/2026, às 13:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Hugo Kalev Noel Barboza, Discente**, em 06/04/2026, às 08:55, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **6106480** e o código CRC **6E714ED4**.

HUGO KALEV NOEL BARBOZA

**Simulações computacionais de convecção térmica em
ambientes refrigerados utilizando o software OpenFOAM**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação, da Universidade Federal de Goiás, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Mecânica.

Área de concentração: Ciências Mecânicas

Linha de pesquisa: Dinâmica dos Fluidos e dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano

Coorientadora: Profa. Dra. Andreia Aoyagui Nascimento

GOIÂNIA

2026

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Barboza, Hugo Kalev Noel
Simulações computacionais de convecção térmica em ambientes refrigerados utilizando o software OpenFOAM [manuscrito] / Hugo Kalev Noel Barboza. - 2026.
120 f. : 2026

Orientador: Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano; co-orientadora: Dra. Andreia Aoyagui Nascimento
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação (EMC), Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Goiânia, 2026.

Apêndice.

Bibliografia.

Inclui: siglas, símbolos, tabelas, lista de figuras, lista de tabelas.

1. Dinâmica dos Fluidos Computacional. 2. Convecção Térmica. 3. Refrigeração. 4. Openfoam.

I. Mariano, Felipe Pamplona, orient. II. Nascimento, Andreia Aoyagui, co-orient. III. Título.

CDU 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS

ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO

ATA DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

Ata nº 02 da sessão de Defesa de Dissertação de **Hugo Kalev Noel Barboza**, que confere o título de Mestre(a) em **Engenharia Mecânica**, na área de concentração em **Ciências Mecânicas**.

Aos **vinte sete dias de março de dois mil e vinte seis**, a partir da(s) **08h00min**, na sala 108 no Campus Samambaia da Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação, realizou-se a sessão pública de Defesa de Dissertação intitulada **“Simulações computacionais de convecção térmica em ambientes refrigerados utilizando o software OpenFOAM”**. Os trabalhos foram instalados pelo Orientador, Professor Doutor **Felipe Pamplona Mariano (UFG)** com a participação dos demais membros da Banca Examinadora: Professor Doutor **Paulo Henrique Neves Pimenta (IFG)**, membro titular externo; Professor Doutor **Dyrney Araújo dos Santos (UFG)**, membro titular interno e Professora Doutora **Andreia Aoyagui Nascimento (UFG)** coorientadora. Durante a arguição os membros da banca **não fizeram** sugestão de alteração do título do trabalho. A Banca Examinadora reuniu-se em sessão secreta a fim de concluir o julgamento da Dissertação, tendo sido o candidato **aprovado** pelos seus membros. Proclamados os resultados pelo Professor Doutor **Felipe Pamplona Mariano**, Presidente da Banca Examinadora, foram encerrados os trabalhos e, para constar, lavrou-se a presente ata que é assinada pelos Membros da Banca Examinadora, aos **vinte sete de março de dois mil e vinte seis**.

TÍTULO SUGERIDO PELA BANCA



Documento assinado eletronicamente por **Felipe Pamplona Mariano, Professor do Magistério Superior**, em 27/03/2026, às 11:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Andreia Aoyagui Nascimento, Professora do Magistério Superior**, em 27/03/2026, às 11:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Dyrney Araujo Dos Santos, Professor do Magistério Superior**, em 27/03/2026, às 11:28, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Henrique Neves Pimenta, Usuário Externo**, em 27/03/2026, às 11:40, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no § 3º do art. 4º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **6088864** e o código CRC **11126575**.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus orientadores, pela condução segura, disponibilidade e contribuições fundamentais ao desenvolvimento deste trabalho. À Universidade Federal de Goiás e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela infraestrutura e ambiente acadêmico propício à pesquisa. Ao Centro de Excelência em Hidrogênio e Tecnologias de Energéticas Sustentáveis (CEHTES), pelo apoio financeiro. Aos colegas e amigos, pelas discussões e incentivo ao longo desta trajetória. Por fim, agradeço à minha família, pelo apoio incondicional, compreensão e confiança em todos os momentos.

RESUMO

Neste trabalho o foco principal concentrou-se nos estudos numéricos e computacionais aplicados à análise das condições de operação de sistemas de refrigeração e climatização por meio Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) utilizando o software OpenFOAM. A dissertação é fundamentada na formulação e solução das equações governantes de balanços de massa, quantidade de movimento linear e energia, discretizadas pelo Método dos Volumes Finitos (MVF). Foram considerados escoamentos incompressíveis com transferência de energia térmica através de convecção forçada e mista, incluindo modelagem de fechamento da turbulência por meio dos modelos RNG $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ SST. A metodologia desenvolvida envolveu a validação de dois modelos computacionais parametrizados a partir de dois casos-testes clássicos da literatura: a convecção forçada laminar em cavidade ventilada e a convecção mista turbulenta em cavidade aquecida inferiormente. Foram analisados campos de velocidade, pressão e temperatura, bem como os parâmetros adimensionais relevantes, como os números de Reynolds, de Prandtl e de Nusselt. Na comparação entre os dados experimentais e resultados numéricos previamente publicados demonstra-se boa concordância, atestando a confiabilidade dos modelos adotados. Na etapa subsequente, o estudo foi estendido para o regime transiente, permitindo avaliar a evolução temporal do campo térmico e identificar critérios de estabilização do regime permanente. As influências das condições de insuflamento de ar condicionado, particularmente, temperatura e velocidade, foram investigadas com vistas à identificação de parâmetros críticos para a eficiência térmica e energética do processo. Nos resultados é indicado que a modelagem computacional baseada em DFC constitui uma ferramenta robusta para a análise integrada de fenômenos fluidodinâmicos e térmicos em ambientes confinados, permitindo a identificação de regiões de recirculação, de gradientes térmicos elevados e padrões que impactam diretamente no desempenho energético. Conclui-se que o OpenFOAM pode ser aplicado em processos de refrigeração e climatização de ambientes, oferecendo suporte técnico à otimização de projetos e contribuindo para a redução do consumo energético e dos impactos ambientais associados.

Palavras-chave: Dinâmica dos Fluidos Computacional; Convecção Térmica; Refrigeração; Ar-condicionado; Eficiência Energética; OpenFOAM.

ABSTRACT

This dissertation presents a numerical study applied to the analysis and optimization of refrigeration and air-conditioning systems through Computational Fluid Dynamics (CFD), using the OpenFOAM software. The work is grounded on the formulation and solution of the governing conservation equations of mass, linear momentum, and energy, discretized by the Finite Volume Method (FVM). Incompressible flows with heat transfer by forced and mixed convection were considered, including turbulence modeling through the RNG k - ϵ and k - ω SST models. The methodology involved the validation of the numerical models using two classical benchmark test cases reported in the literature: forced laminar convection in a ventilated cavity and turbulent mixed convection in a bottom-heated cavity. Velocity, pressure, and temperature fields were analyzed, as well as relevant dimensionless parameters such as Reynolds, Prandtl, and Nusselt numbers. Comparison with experimental data and previously published numerical results demonstrated good agreement, confirming the reliability of the adopted models. Subsequently, the study was extended to the transient regime in order to evaluate the temporal evolution of the thermal field and identify stabilization criteria for steady-state conditions. The influence of supply air conditions, particularly inlet temperature and velocity, was investigated to determine critical parameters affecting the thermal and energy efficiency of the system. The results indicate that CFD-based computational modeling constitutes a robust tool for the integrated analysis of fluid dynamic and thermal phenomena in confined environments, enabling the identification of recirculation zones, high thermal gradients, and mixing patterns that directly impact energy performance. It is concluded that OpenFOAM provides adequate capability for HVAC-R applications, offering technical support for design optimization and contributing to the reduction of energy consumption and environmental impacts associated with indoor climate control.

Keywords: Computational Fluid Dynamics; Thermal Convection; Refrigeration; Air-Conditioning; Energy Efficiency; OpenFOAM.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Volumes de controle de uma malha	19
Figura 2 – Discretização temporal.....	21
Figura 3 – Malha unidimensional	23
Figura 4 – Malha bidimensional.....	24
Figura 5 – Camada limite de velocidade	29
Figura 6 – Camada limite térmica	29
Figura 7 – Camada limite Laminar x Turbulenta	31
Figura 8 – Fluxograma do processo iterativo de solução do acoplamento pressão- velocidade pelo método SIMPLE.....	41
Figura 9 – Fluxograma do processo iterativo de solução do acoplamento pressão- velocidade em regimes transientes pelo método PISO.....	42
Figura 10 – Esboço de Mioralli et. al. (2017) para a cavidade ventilada.	44
Figura 11 – Divisão de domínios da cavidade.....	45
Figura 12 – Esboço de Blay et. al. (1992) para a cavidade ventilada.....	51
Figura 13 – Estrutura da malha.....	53
Figura 14 – Comparativo entre linhas de corrente, com $Pr=5,0$	64
Figura 15 – Comparativo entre campos de vetores de velocidade, com $Pr=5,0$	65
Figura 16 – Isocontornos de Temperatura.....	67
Figura 17 – Gráficos de Nusselt local para $Re = 50$	69
Figura 18 – Gráficos de Nusselt local para $Re = 100$	70
Figura 19 – Gráficos de Nusselt local para $Re = 500$	71

Figura 20 – Nusselt local médio nas paredes para $Re = 50$	72
Figura 21 – Nusselt local médio nas paredes para $Re = 100$	73
Figura 22 – Nusselt local médio nas paredes para $Re = 500$	75
Figura 23 – Nusselt local médio das paredes para $Re = 500$ para vários refinamentos de malha e $Pr = 5$	79
Figura 24 – Perfis de velocidade no plano vertical $X/L = 0.5$	81
Figura 25 – Perfis de velocidade no plano horizontal central em $Y/L = 0.5$	82
Figura 26 – Perfis de temperatura no plano vertical central ($X/L = 0,5$).	83
Figura 27 – Perfis de temperatura no plano horizontal central ($Y/L = 0,5$).	84
Figura 28 – Comparativo dos campos de velocidade em regime turbulento.....	85
Figura 29 – Isocontornos de velocidade (esquerda) e temperatura (direita) em regime turbulento.....	87
Figura 30 – Variação temporal da temperatura.....	88
Figura 31 – Evolução temporal da temperatura no centro da cavidade.....	89
Figura 32 – Comportamento da temperatura no centro da cavidade em função da temperatura de insuflamento.....	91
Figura 33 – Tempo para se alcançar a temperatura alvo em função da temperatura de insuflamento.....	92
Figura 34 – Diferencial de temperatura do centro da cavidade em função da temperatura de insuflamento.....	92
Figura 35 – Temperatura do centro da cavidade em função da velocidade de insuflamento.....	93
Figura 36 – Tempo para alcançar a temperatura alvo em função da velocidade de insuflamento.....	94

Figura 37 – Diferencial de temperatura do centro da cavidade em função da velocidade de insuflamento.....	95
Figura 38 – Evolução temporal da temperatura no centro da cavidade.....	96
Figura 39 – Gráfico de superfície da métrica T_centro gerado pelo metamodelo.	98
Figura 40 – Gráfico de superfície da métrica t_alvo gerado pelo metamodelo.....	99
Figura 41 – Evolução temporal do campo da temperatura no interior da cavidade. a) 0 s; b) 30 s; c) 60 s; d) 120 s; e) 240 s; f) 480 s; g) 720 s; h) 960s.....	103
Figura A.1 – Campos de temperatura finais das simulações transientes de nº 1 ao nº 12.	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes padrão dos modelos de turbulência adotados.	37
Tabela 2 – Relação entre Re , Pr e viscosidade cinemática inseridos nas simulações.	47
Tabela 3 – Relação entre Δn e o refinamento da malha.	49
Tabela 4 – Fatores de subrelaxação aplicados à simulação.	50
Tabela 5 – Controle de resíduos aplicados à simulação.	50
Tabela 6 – Estimativa dos valores iniciais dos modelos de fechamento da turbulência.	54
Tabela 7 – Esquemas de solução numérica aplicados à simulação.	55
Tabela 8 – Controle de resíduos e fatores de relaxação aplicados à simulação.	55
Tabela 9 – Esquemas de solução numérica aplicados à simulação.	56
Tabela 10 – Controle de resíduos e fatores de relaxação aplicados à simulação.	57
Tabela 11 – Níveis dos fatores aplicados à simulação.	58
Tabela 12 – Desvio percentual relativo da velocidade máxima em comparação com Mioralli et al. (2017).	66
Tabela 13 – Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Pr = 0,7$	76
Tabela 14 – Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Pr = 3$	76
Tabela 15 – Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Pr = 5$	76
Tabela 16 – Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Re = 50$	77
Tabela 17 – Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Re = 100$	77
Tabela 18 – Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Re = 500$	77
Tabela 19 – Valores do número de Nusselt médio da cavidade para $Re = 50$	78
Tabela 20 – Valores do número de Nusselt médio da cavidade para $Re = 100$	78
Tabela 21 – Valores do número de Nusselt médio da cavidade para $Re = 500$	78

Tabela 22 – Valores de número de Nusselt médio obtido para cada refinamento.	81
Tabela 23 – Desvios em (m/s) entre os perfis de velocidade gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $X/L = 0,5$	82
Tabela 24 – Desvios em (m/s) entre os perfis de velocidade gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $Y/L = 0,5$	83
Tabela 25 – Desvios em ($^{\circ}\text{C}$) entre os perfis de temperatura gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $X/L = 0,5$	84
Tabela 26 – Desvios em ($^{\circ}\text{C}$) entre os perfis de temperatura gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $Y/L = 0,5$	85
Tabela 27 – Desvios entre os valores de T_{centro} gerados pela simulação e os valores obtidos pelo metamodelo.	101
Tabela 28 – Desvios entre os valores de t_{alvo} gerados pela simulação e os valores obtidos pelo metamodelo.	102
Tabela 29 – Desvios entre os valores de T_{centro} gerados pelas simulações complementares e os valores obtidos pelo metamodelo.	105
Tabela 30 – Desvios entre os valores de t_{alvo} gerados pelas simulações complementares e os valores obtidos pelo metamodelo.	106
Tabela A.1: Condições Iniciais de Insuflamento, Condições Iniciais do Modelo de Turbulência e Propriedades Termofísicas das simulações transientes.	113
Tabela B.1 – Classificação do regime de convecção térmica.	118
Tabela B.2 – Classificação do regime de convecção térmica do problema físico 2.	118
Tabela C.1 – Condições de contorno na entrada e na saída do problema físico 2 para as variáveis velocidade, temperatura e pressão.	119
Tabela C.2 – Condições de contorno nas paredes, piso e teto do problema físico 2 para as variáveis velocidade, temperatura e pressão.	119

Tabela C.3 – Condições de contorno na entrada e na saída do problema físico 2 para as variáveis de fechamento da turbulência.....120

Tabela C.4 – Condições de contorno nas paredes, piso e teto do problema físico 2 para as variáveis de fechamento da turbulência...120

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

HVAC-R	Heating, Ventilation, Air Conditioning, and Refrigeration.
DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional
MVF	Métodos dos Volumes Finitos
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations

LISTA DE SÍMBOLOS

Δ	Incremento
Ω	Volume de controle genérico
λ	Coefficiente de viscosidade de Bulk
Θ	Relação adimensional de temperatura
ν	Viscosidade cinemática
ν_t	Viscosidade turbulenta
β	Coefficiente de expansão térmica / Coeficiente modelo de turbulência
ϕ	Grandeza genérica
Φ	Função da transformação viscosa
μ	Viscosidade dinâmica
Γ	Coefficiente de difusão
η	Função da mudança de temperatura do fluido em função do trabalho realizado / Coeficiente do modelo de turbulência
ρ	Massa específica
ϵ	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta
k	Energia cinética turbulenta
ω	Taxa de dissipação específica turbulenta
τ	Tensor das tensões
δ	Função delta de Kronecker
δx	Distância entre os centros dos volumes na direção x
δy	Distância entre os centros dos volumes na direção y
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
Nu	Número de Nusselt
Δn	Variação no refinamento da malha
T	Temperatura
ΔT	Variação de temperatura
g	Campo gravitacional
U	Velocidade
u	Componente da velocidade na direção x

v Componente da velocidade na direção y

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativa	2
1.2	Objetivos	4
1.3	Estrutura da dissertação	5
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1	Estudo da climatização de ambientes fechados	8
2.1.1	<i>Complexidade dos escoamentos em ambientes fechados</i>	9
2.1.2	<i>Métodos experimentais e suas limitações</i>	10
2.1.3	<i>Métodos computacionais como ferramenta de análise</i>	11
2.1.4	<i>Eficiência energética no processo de refrigerar ambientes fechados</i>	12
2.2	Dinâmica dos fluidos computacional e sua aplicabilidade	14
2.2.1	<i>Método dos Volumes Finitos</i>	18
2.2.2	<i>Discretização Temporal</i>	21
2.2.3	<i>Discretização Espacial</i>	22
2.3	Convecção Térmica	27
3.	METODOLOGIA	33
3.1	Equações de balanço de massa, quantidade de movimento linear e energia	33
3.2	Modelos de fechamento para Turbulência	35
3.2.1	<i>Modelo RNG $k-\varepsilon$</i>	35
3.2.2	<i>Modelo $k-\omega$ SST</i>	38
3.3	O software OpenFOAM e o modelo numérico.	39
3.4	Problema físico 1 – Validação da convecção forçada em regime laminar	43
3.5	Problema físico 2 – Validação da convecção Mista em Regime Turbulento	51
3.6	Caracterização das condições de insuflamento	57
4.	RESULTADOS	64
4.1	Convecção Forçada em Regime Laminar.	64

4.2	Convecção Mista em Regime Turbulento.	81
4.2.1	<i>Regime Permanente</i>	81
4.2.2	<i>Regime Transiente</i>	87
4.3	Processo de caracterização termofluidodinâmica do escoamento.....	90
4.3.1	<i>Metamodelos para as métricas T_{centro} e t_{alvo}</i>	97
4.3.2	<i>Validação dos metamodelos para as métricas T_{centro} e t_{alvo}</i>.....	100
5.	CONCLUSÕES	108
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	110
	APÊNDICE A – CAMPOS DE TEMPERATURA FINAL DAS SIMULAÇÕES TRANSIENTES EM REGIME TURBULENTO.....	113
	APÊNDICE B – CLASSIFICAÇÃO DO REGIME DE CONVECÇÃO TÉRMICA DO PROBLEMA FÍSICO 2.	117
	APÊNDICE C – CONDIÇÕES DE CONTORNO DO PROBLEMA FÍSICO 2 NO OPENFOAM.....	119

1. INTRODUÇÃO

A crescente demanda por soluções eficientes e sustentáveis no setor de climatização, tanto em sistemas de refrigeração quanto de ar-condicionado, tem impulsionado o desenvolvimento de novas tecnologias e a otimização dos processos existentes. Estes sistemas desempenham um papel importante em diversas cadeias do frio como: a de alimentos, a de saúde e a de transporte, e são responsáveis por grande parte do consumo energético em edificações comerciais, industriais e residenciais. Em face dos desafios globais relacionados à eficiência energética e à sustentabilidade, a otimização de sistemas de refrigeração e ar-condicionado tornou-se um dos focos de pesquisa e desenvolvimento no campo da engenharia térmica e de fluidos.

Os sistemas tradicionais de aquecimento, ventilação, ar-condicionado e refrigeração (HVAC-R), embora eficazes, enfrentam limitações em termos de eficiência energética, controle preciso de temperaturas e integração com fontes renováveis de energia. Nesse sentido, Piselli et al. (2024) constataram a crescente demanda de trabalhos científicos sobre a temática da eficiência energética de sistemas de HVAC-R em ambientes comerciais, edifícios e supermercados. De acordo com o levantamento realizado por Piselli et al. (2024), nota-se uma crescente produção acadêmica sobre o assunto, o que reflete a urgência na análise sistemática da relação entre o consumo eficiente de energia em sistemas de refrigeração/climatização e os desafios ambientais.

Polzot et al. (2016) utilizaram a simbiose entre a modelagem matemática e a ferramenta computacional para modelar um sistema de refrigeração comercial e estimar a eficiência energética através da recuperação de energia térmica. Neste contexto, a modelagem matemática e simulações computacionais têm se mostrado ferramentas importantes para a análise e otimização operacional desses sistemas, permitindo não apenas a análise de desempenho, mas também a identificação de melhorias que podem ser implementadas.

Ambientes internos climatizados caracterizam-se pela interação entre o escoamento imposto e os efeitos de empuxo térmico decorrentes da presença de gradientes de temperatura, o que configura os regimes de convecção forçada ou mista. De tal maneira, a presença simultânea de recirculações, regiões de estagnação, gradientes térmicos acentuados e camadas limite sensíveis às condições de contorno torna muitas vezes a previsão analítica desses fenômenos muito difícil de ser realizada. Assim, a compreensão detalhada dos campos de velocidade, temperatura e pressão torna-se essencial para o adequado dimensionamento de sistemas de climatização e refrigeração.

Sob esse viés, Silva et al. (2013) apontaram que as técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) são úteis na previsão da distribuição dos campos de temperatura e de velocidade de escoamentos de ar em ambientes internos e desempenham um importante papel na melhoria de projetos. Com isso, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) fundamenta-se como uma ferramenta robusta para a investigação dos fenômenos térmicos, sendo que, a modelagem computacional permite a obtenção dos campos de distribuição das variáveis de interesse.

Em consonância com a importância da Dinâmica dos Fluidos Computacional, consolida-se o uso de softwares de simulação, como o OpenFOAM (OpenFOAM Foundation, 2026) que é a principal ferramenta computacional usada no presente trabalho. Ele é um software livre, gratuito, aberto (*opensource*) e que conta com a colaboração de seus usuários para a melhoria dos códigos e modelos implementados, é usado mundialmente como uma ferramenta de DFC.

Sendo assim, o OpenFOAM pode ser utilizado para simular escoamentos com convecção térmica, fornecendo resultados para estudar, analisar e otimizar o comportamento dos processos de refrigeração e climatização de ambientes, proporcionando um espaço virtual onde diferentes configurações podem ser testadas sem a necessidade de protótipos físicos dispendiosos.

1.1 Justificativa

Embora o dimensionamento de sistemas de climatização sejam tradicionalmente fundamentados em balanços térmicos globais, é importante observar que o desempenho real desses sistemas depende da distribuição espacial dos campos de temperatura e velocidade no interior dos ambientes. Mesmo que, adequadamente dimensionados do ponto de vista de carga térmica, sistemas podem apresentar ineficiências decorrentes de recirculações indesejadas e gradientes térmicos elevados, que não são detectados no momento do projeto mas que comprometem tanto a eficiência energética quanto a uniformidade térmica.

A investigação experimental desses fenômenos, embora fundamental, pode apresentar limitações técnicas e econômicas. A obtenção de campos completos de velocidade e temperatura em ambientes internos requer uma instrumentação sofisticada, um elevado tempo de execução e, por vezes, interferência no próprio escoamento

analisado. Além disso, métodos experimentais são, em geral, restritos a configurações previamente implementadas, o que dificulta análises paramétricas sistemáticas em fase de dimensionamento.

Sabendo que o uso de ferramentas para simulações computacionais, como o OpenFOAM, permite realizar análises detalhadas do comportamento de escoamentos de fluidos em ambientes refrigerados e climatizados, o que seria difícil ou até mesmo impossível de se realizar de maneira experimental ou prática em condições reais, a modelagem computacional oferece a possibilidade de realizar testes em diferentes cenários operacionais, otimizando o processo sem a necessidade de modificações físicas, as quais costumam ser dispendiosas, assim como fizeram Fu et al. (2024), Hoang et al. (2000), Silva et al. (2013) e Hailing Fu et al. (2024).

Este tipo de abordagem não só contribui para a redução dos custos de desenvolvimento, mas também promove a inovação em tecnologias mais eficientes e sustentáveis. Somado a isso, a elevada participação dos sistemas de climatização e refrigeração no consumo energético global, especialmente no contexto da cadeia do frio e de edificações climatizadas, impõe a necessidade do desenvolvimento de metodologias que permitam aprimorar o desempenho térmico, conseqüentemente, reduzir impactos ambientais associados ao uso intensivo de energia elétrica.

Segundo Hailing Fu et al. (2024), os impactos ambientais e o consumo de energia são os principais fatores que impulsionam o desenvolvimento de novas soluções de refrigeração, além da qualidade dos produtos armazenados. Os sistemas de HVAC-R correspondem a 15% do consumo global de energia e a 70% do consumo de energia na cadeia do frio, conforme relatado por Niu et al. (2024).

A necessidade crescente por soluções mais eficientes e sustentáveis nos sistemas de climatização e refrigeração é um reflexo das mudanças nos padrões de consumo de energia e das exigências ambientais impostas pelas políticas globais de sustentabilidade. As indústrias de refrigeração e ar-condicionado são responsáveis por uma parte significativa do consumo energético mundial, sendo essencial que se busquem alternativas para reduzir o impacto ambiental e melhorar a eficiência desses sistemas.

Além disso, a utilização de softwares como o OpenFOAM, pode gerar resultados úteis na otimização de processos de refrigeração e ar-condicionado, e está alinhada com as tendências atuais de digitalização e automação na engenharia. Com o aumento da complexidade dos sistemas modernos e a necessidade de um controle preciso de suas

operações, a modelagem computacional se torna uma ferramenta indispensável para engenheiros e pesquisadores. A presente pesquisa almeja contribuir para o avanço do conhecimento na área de sistemas e processos de climatização e refrigeração, ao mesmo tempo que, pretende oferecer soluções práticas e eficientes para a indústria e para a sociedade como um todo.

Por fim, a otimização desses sistemas não apenas resulta em benefícios econômicos, mas também em uma significativa redução do impacto ambiental, contribuindo para o cumprimento das metas globais de redução de emissões de gases de efeito estufa e consumo de energia. A relevância do presente trabalho se estende, portanto, não apenas ao campo da engenharia térmica, mas também às áreas de sustentabilidade e eficiência energética, que podem ser consideradas de grande importância na atualidade.

Nesse contexto, o presente trabalho justifica-se pela proposta de analisar, por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional, as condições de escoamento do ar em ambientes refrigerados, com ênfase na avaliação integrada dos campos de velocidade, temperatura e variáveis relacionadas à turbulência, sem restringir-se a uma aplicação específica. Essa abordagem permite a construção de um arcabouço metodológico aplicável a diferentes processos de refrigeração, fornecendo subsídios técnicos para a otimização de projetos e a tomada de decisão em diversas áreas da engenharia.

1.2 Objetivos

No presente trabalho objetiva-se, utilizando o software OpenFOAM, analisar escoamentos com convecção térmica promovida por sistemas de refrigeração e ar-condicionado, com foco na análise e melhoria do desempenho do processo de refrigeração de um ambiente. O estudo visa compreender e avaliar o desempenho térmico e energético e propor soluções para otimizar a eficiência desses sistemas em diferentes condições operacionais.

Os objetivos específicos do trabalho incluem:

- Estudar os modelos computacionais disponíveis no software OpenFOAM para simular os processos de refrigeração e climatização;
- Identificar parâmetros críticos que influenciam a eficiência térmica e energética desses sistemas, considerando aspectos como a geometria dos componentes e do ambiente, propriedades do fluido e condições operacionais;

- Avaliar condições de contorno e geométricas a fim de propor a caracterização do escoamento com o intuito de otimizar o desempenho energético e térmico dos sistemas simulados, levando em conta as condições de operação e as variáveis envolvidas no processo;
- Comparar os resultados obtidos a partir das simulações numéricas com dados experimentais e estudos existentes, visando justificar a aplicação de determinados modelos numéricos disponíveis no OpenFOAM baseado na acurácia e na aplicabilidade dos modelos escolhidos.

1.3 Estrutura da dissertação

A presente dissertação está organizada de forma a proporcionar uma compreensão progressiva do tema, desde os conceitos fundamentais até a aplicação prática e análise dos resultados obtidos. A estrutura será dividida em quatro partes principais: a revisão bibliográfica, a metodologia, a análise dos resultados e as conclusões.

A seção de revisão bibliográfica tem como objetivo apresentar os fundamentos teóricos necessários para o entendimento dos conceitos e métodos utilizados ao longo da dissertação. A revisão será dividida em tópicos-chave que abrangem os princípios fundamentais da transferência de calor e da dinâmica dos fluidos, além das abordagens numéricas aplicadas aos processos de refrigeração e ar-condicionado.

Na seção de modelagem matemática, serão discutidos os fundamentos das equações governantes que modelam o comportamento dos fluidos e da transferência de calor nos processos de refrigeração e ar-condicionado. A modelagem matemática será desenvolvida com base nas equações da Continuidade, de Navier-Stokes, Energia e na modelagem de turbulência, que são essenciais para as simulações acuradas desses sistemas.

Em seguida, serão apresentados os modelos utilizados como referência na seção de validação. A validação numérica é um passo crucial na implementação de modelos numéricos, garantindo a confiabilidade dos resultados obtidos e sua correspondência com dados experimentais ou teóricos. Para o presente trabalho, dois problemas físicos distintos foram utilizados para comparar as simulações realizadas com o OpenFOAM.

O primeiro problema físico consiste em uma cavidade com escoamento laminar e paredes isotérmicas. Este problema foi escolhido por ser amplamente utilizado na

literatura como um caso teste padronizado para a certificação de modelos matemáticos e métodos numéricos adotados. A configuração simples e bem estabelecida do escoamento laminar, associada à condição de paredes isotérmicas, proporciona uma base sólida para a acurácia dos resultados numéricos, de forma a avaliar os modelos utilizados no OpenFOAM.

O segundo problema físico apresenta uma cavidade com escoamento turbulento e paredes com temperatura constante (isotérmicas). Este problema é representativo de sistemas mais complexos, como os encontrados em sistemas de refrigeração e ar-condicionado, onde o escoamento turbulento e as condições térmicas variáveis são características típicas. A escolha deste problema busca avaliar a capacidade em lidar com o escoamento turbulento e a transferência de calor em um ambiente mais realista, com diferentes condições de contorno. A comparação com dados experimentais e com resultados de outras simulações numéricas serve para indicar que o modelo de turbulência e a transferência de calor modelados no software preveem de forma eficaz o fenômeno físico real e são aplicáveis ao cenário proposto.

Após a apresentação dos modelos numéricos adotados e de se observar que eles atingiram a convergência, a dissertação prosseguirá com a apresentação dos resultados obtidos nas simulações realizadas. Nessa referida seção, serão discutidos os resultados de desempenho dos processos de refrigeração de um ambiente, incluindo a análise da eficiência térmica, distribuição de temperatura, fluxos de calor, velocidade e pressões. Também foram feitas as comparações entre os resultados obtidos através das simulações computacionais e aqueles correspondentes a cada um dos dois problemas físicos escolhidos. Os resultados também permitem uma primeira avaliação sobre os impactos das condições operacionais e dos parâmetros de projeto no desempenho dos ambientes simulados. A análise dos resultados serve como base para a identificação de possíveis melhorias nos modelos e ajustes necessários para alcançar os objetivos de caracterização e otimização propostos.

Na última seção da dissertação, serão discutidos os próximos passos da pesquisa, com foco nas direções futuras para o aprimoramento das condições de contorno utilizadas nos modelos numéricos e a aplicação das simulações em cenários mais complexos. A continuação do estudo envolverá a otimização da eficiência energética, com a variação de parâmetros de entrada tais como: temperatura e velocidade, baseada em regimes turbulentos e transientes. A seção também apontará as limitações atuais do trabalho e as

estratégias para superá-las, com o intuito de avançar no desenvolvimento de soluções mais eficientes e sustentáveis.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estudo da climatização de ambientes fechados

Historicamente, a climatização mecânica de ambientes internos inicia seu desenvolvimento no século XIX, precisamente no ano de 1834, quando Jacob Perkins (1766-1849), engenheiro norte-americano, constrói o primeiro modelo de máquina de refrigeração por compressão de vapor. Utilizando-se do ciclo termodinâmico, um fluido refrigerante é evaporado, retirando energia térmica do ambiente interno, depois comprimido, para a elevação da temperatura e da pressão, e por fim, condensado, transferindo energia térmica para o ambiente externo, retornando ao estado líquido e reiniciando o ciclo.

Dessa forma, com a concretização da possibilidade de climatização de ambientes fechados, o controle das condições térmicas e fluidodinâmicas internas tornou-se um tema central em diversas áreas da engenharia, incluindo sistemas de refrigeração, climatização, conservação de alimentos, conforto térmico e gerenciamento térmico de equipamentos sensíveis. Em ambientes confinados, como câmaras frigoríficas, salas climatizadas, instalações industriais e centro de dados (“data centers”), o escoamento do ar exerce influência direta sobre a distribuição de temperatura, a remoção de calor, a eficiência energética e a confiabilidade operacional dos sistemas.

Parâmetros como velocidade do ar, campo de temperaturas e níveis de turbulência determinam os mecanismos de transferência de calor por convecção e condicionam a uniformidade térmica do ambiente. Distribuições inadequadas desses parâmetros podem resultar em regiões de ar estagnado, gradientes térmicos excessivos, recirculações indesejadas e desempenho térmico inferior ao esperado, comprometendo tanto a eficiência do sistema quanto a qualidade do processo associado ao ambiente analisado.

Segundo Monteiro (2016), o conhecimento preciso das características do escoamento do ar é fundamental para a adequada avaliação do consumo energético, da qualidade do ar interior e do conforto térmico dos ocupantes em ambientes climatizados. Para que essas condições possam ser corretamente mensuradas, é imprescindível o conhecimento da distribuição espacial dos campos de velocidade do ar, bem como dos campos de temperatura.

Ainda de acordo com Monteiro (2016), como ocorre na maioria dos projetos de engenharia, as motivações que fundamentam a análise desses sistemas estão diretamente relacionadas à viabilidade econômica e à criação ou aprimoramento de soluções técnicas capazes de atender a um determinado desempenho de interesse. No contexto dos sistemas de condicionamento de ar, tais motivações tornam-se ainda mais relevantes em razão da elevada participação desses sistemas no consumo energético global das edificações, conforme os dados fornecidos por Niu et al. (2024).

Nesse cenário, a viabilidade econômica manifesta-se principalmente por meio da possível redução dos custos operacionais do sistema de climatização. Essa redução pode ser alcançada a partir do balanceamento adequado da vazão de ar e do controle do estado termodinâmico do ar insuflado, evitando-se superdimensionamentos e estratégias de distribuição ineficientes. A escolha inadequada desses parâmetros pode resultar em um elevado consumo de energia sem ganhos proporcionais em conforto térmico ou qualidade do ar.

Em aplicações práticas, como o trabalho de Alves et al. (2020), que investigou a relação entre o consumo de energia elétrica e a temperatura interna final de uma câmara frigorífica e, Pongsupat et al. (2020) que investigaram a influência do fluxo de cortinas de ar sobre a eficiência energética de um espaço climatizado, observa-se que mesmo sistemas corretamente dimensionados sob critérios globais de carga térmica podem apresentar desempenho insatisfatório em função de deficiências na distribuição do ar. Esse aspecto reforça a necessidade de análises que considerem não apenas balanços energéticos médios, mas também o comportamento espacial e local do escoamento.

Apesar das diferenças funcionais entre as mais variadas aplicações de ambientes climatizados, todas compartilham a necessidade de compreender e controlar os campos de velocidade, temperatura e turbulência em ambientes confinados. Isso evidencia que o estudo do escoamento do ar possui caráter transversal, não estando restrito a uma única aplicação específica.

2.1.1 Complexidade dos escoamentos em ambientes fechados

Os escoamentos internos em ambientes climatizados e refrigerados caracterizam-se, em geral, pela presença simultânea de diferentes mecanismos físicos. A interação entre forças inerciais, associadas à ventilação mecânica, e forças de empuxo, decorrentes de

gradientes térmicos, resulta em escoamentos onde se observam a convecção térmica, cuja previsão analítica é extremamente complexa.

Segundo Hoang et al. (2000), as condições adequadas para a climatização de ambientes fechados são de difícil obtenção em função da não uniformidade da distribuição do escoamento de ar nesses recintos. Isso porque, esses escoamentos apresentam múltiplas entradas e saídas de ar; obstáculos internos e geometrias complexas; superfícies aquecidas ou resfriadas; e regimes turbulentos com variação espacial de escalas.

Especificamente, a presença de turbulência desempenha um papel fundamental na intensificação da mistura do ar e na redistribuição de energia térmica. Entretanto, o comportamento turbulento próximo às paredes e em regiões de recirculação é altamente sensível às condições de contorno e à modelagem adotada, tornando indispensável uma abordagem numérica cuidadosa.

Ainda de acordo com Hoang et al. (2000), essas variáveis envolvidas podem ser investigadas experimentalmente, porém esse procedimento é trabalhoso, oneroso e demanda elevado tempo de execução. Além disso, tais métodos são aplicáveis apenas a câmaras já existentes, não sendo adequados para a otimização do projeto em fases iniciais de concepção.

2.1.2 Métodos experimentais e suas limitações

Para Fortuna (2020), no que se refere à execução, ensaios experimentais em ambientes reais ou em modelos reduzidos fornecem informações valiosas sobre o comportamento térmico e fluidodinâmico dos sistemas. No entanto, esses métodos apresentam limitações significativas quando aplicados a ambientes internos complexos.

Dentre as possíveis limitações, encontram-se: dificuldade de obtenção de campos completos de velocidade e temperatura; interferência dos sensores sobre o escoamento; custos com instrumentação e repetição de medições; e restrições de natureza operacional que dificultam modificações no modelo real.

Em ambientes como câmaras frigoríficas em operação contínua, salas climatizadas ocupadas ou “data centers” em funcionamento, a realização de ensaios detalhados pode ser inviável. Além disso, a análise experimental isolada dificulta a avaliação sistemática de múltiplos cenários de projeto e operação.

Com isso, essas características tornam inviável o uso exclusivo de soluções analíticas simplificadas e limitam a aplicação de métodos experimentais em escala real, devido a custos elevados, dificuldades de instrumentação e restrições operacionais, o que por sua vez, permite que trabalhos, como o presente, possam abordar a simulação computacional desses domínios e propor melhorias sem os recursos onerosos inerentes à pesquisa experimental.

2.1.3 Métodos computacionais como ferramenta de análise

No contexto de ambientes internos, os métodos computacionais permitem a avaliação da eficiência da distribuição do ar; a identificação de regiões críticas do escoamento; e a análise do impacto de alterações no sistema antes de sua implementação física.

Moukalled (2016) trata a utilização de métodos computacionais como uma ferramenta fundamental para o estudo de escoamentos internos complexos, permitindo a solução computacional das equações de balanço da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. A partir dessas soluções, é possível obter campos detalhados de velocidade, temperatura, pressão e grandezas turbulentas em todo o domínio de interesse.

Além disso, a crescente demanda por eficiência energética, confiabilidade operacional e controle ambiental reforça a necessidade de abordagens que privilegiem a compreensão fundamental dos fenômenos de escoamento.

Nesse sentido, a aplicação de métodos computacionais pode atingir diversos ambientes internos, destacando-se: câmaras frigoríficas, nas quais faz-se necessária a avaliação da uniformidades térmica, a eficiência da circulação do ar e a influência da posição dos evaporadores; salas climatizadas, onde a análise do conforto térmico, e da qualidade do ar interior são parâmetros que mensuram a eficiência de sistemas HVAC; e por fim, “data centers”, nos quais o gerenciamento térmico é primordial para garantir a confiabilidade e durabilidade dos equipamentos.

Portanto, no contexto de ambientes internos, os métodos computacionais permitem avaliar a eficiência da distribuição do ar, identificar regiões críticas do escoamento e analisar o impacto de alterações no sistema antes de sua implementação física.

2.1.4 Eficiência energética no processo de refrigerar ambientes fechados

A partir do invento concretizado por Perkins (1849), avanços têm sido realizados continuamente, com o aprimoramento de componentes mecânicos e elétricos, e com a introdução da automação e inovações nas tecnologias de gases refrigerantes para aprimorar e tornar os sistemas cada vez mais eficientes. Em consequência desse avanço técnico, os sistemas “Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration” - HVAC-R, consolidaram-se no Pós-Segunda Guerra Mundial em decorrência da crescente demanda global por alimentos e medicamentos, e mais recentemente, pela necessidade de climatização de “data centers”.

De acordo com Hailing Fu et al. (2024), sistemas de refrigeração por compressão de vapor estão presente em 80% das aplicações industriais, comerciais e residenciais da cadeia do frio em detrimento de outros sistemas de refrigeração. Dentre os inúmeros setores beneficiados pelos sistemas de refrigeração, destacam-se as indústrias de alimentos, setor de saúde, e as atividades de armazenamento e logística.

Dessa forma, é imprescindível que tais sistemas embarquem tecnologias destinadas ao controle de temperatura, umidade e velocidade de insuflamento de ar, para garantir dentro dos espaços refrigerados, condições ambientais que favoreçam à conservação de produtos suscetíveis ao perecimento e promovam a integridade dos alimentos desde a produção até o consumidor final.

Nota-se, desde então, uma expansão em larga escala da cadeia do frio, que por sua vez, depende cada vez mais de uma rede integrada de câmaras frigoríficas, e salas climatizadas com capacidade de armazenamento, e ocupação compatíveis com o fluxo de consumo e em sinergia com a cadeia produtiva mundial, nacional e regional.

Soluções como o uso de materiais com alta capacidade de isolamento térmico, sistemas de controle avançados e a integração de fontes de energia renovável têm sido exploradas para reduzir o consumo energético. Além disso, a implementação de estratégias de controle inteligente, como algoritmos de otimização, tem mostrado potencial na melhoria do desempenho energético desses sistemas.

Segundo Costa (1982), o dimensionamento inadequado de ambientes climatizados pode levar ao consumo excessivo de energia ou à incapacidade de manter as condições desejadas de temperatura e umidade, comprometendo a qualidade da

aplicação desejada. Consequentemente, a eficiência energética é uma preocupação crescente no projeto e operação de sistemas de refrigeração e climatização.

O consumo de energia em ambientes climatizados é influenciado, principalmente, pelo volume interno, que desempenha um papel central na determinação da eficiência energética. Um estudo conduzido por Evans et al. (2014) demonstrou que até 93% da variação no consumo energético anual de câmaras refrigeradas está diretamente associada ao volume, enquanto para câmaras congeladas esse índice é de 56% e, para sistemas mistos, 67%.

Fatores como temperatura ambiente, tipo de isolamento e configuração dos sistemas de refrigeração também exercem influência, mas de forma menos significativa. Essa pesquisa destacou, ainda, uma ampla variação no desempenho energético das câmaras analisadas, indicando um potencial significativo para a implementação de práticas que otimizem o consumo e reduzam custos.

A modelagem matemática desenvolvida no estudo de Evans et al. (2014) revelou que aspectos como o formato da câmara (relação entre área e volume), o nível de uso (frequência de abertura de portas) e a temperatura interna são fatores determinantes no consumo energético. Os dados sugerem que otimizações no projeto e na operação, como a melhoria do isolamento térmico e a minimização de perdas de calor, podem gerar economias substanciais.

Nesse viés, Gil-Lopez et al. (2014) consideraram o aumento da carga térmica devido à infiltração de ar causada pela abertura de portas da câmara, e conduziu um estudo experimental onde o objetivo foi avaliar o desempenho de cortinas de ar como separadores climáticos em câmaras frigoríficas de alto tráfego, comparando sua eficácia energética, ambiental e econômica com outras soluções tradicionais, como portas deslizantes e cortinas de PVC. A pesquisa buscou compreender como as cortinas de ar podem reduzir o consumo de energia, as emissões de CO₂ e os custos operacionais, mantendo a funcionalidade em ambientes industriais de alta demanda.

Os resultados obtidos por Gil-Lopez et al. (2014) apontaram uma redução de quase 80% no consumo energético adicional em decorrência do escoamento de ar externo para o interior do espaço refrigerado com a adoção de cortinas de ar de alta eficiência. Além disso, foi alcançada uma redução nas emissões de CO₂ na faixa dos 60%.

Portanto, o estudo de otimização em ambientes climatizados representa um campo promissor para melhorias em eficiência energética, especialmente em um momento em

que a redução do consumo de energia e das emissões de gases de efeito estufa se torna essencial para a sustentabilidade ambiental e econômica.

2.2 Dinâmica dos fluidos computacional e sua aplicabilidade

No cenário científico dentro da engenharia mecânica, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) permite ao pesquisador simular condições físicas de escoamentos conhecidos ou a priori desconhecidos, através do cálculo numérico e implementação de códigos computacionais, que ao serem compilados, oferecem bases de dados que podem ser utilizadas para a representação gráfica dos fenômenos estudados, e oferecem a oportunidade de simular o comportamento de escoamentos de fluidos apenas com o "gasto" computacional.

Segundo Fortuna (2020), a dinâmica dos fluidos computacional começou a ganhar notoriedade a partir de meados da década de 1950 com a franca expansão da utilização da computação na solução numérica de problemas até então solucionados de forma manual, o que demandava grande esforço humano atrelado a cálculos e equações, e inerentemente, levava períodos maiores para serem resolvidos.

Nesse contexto, técnicas numéricas para a solução de escoamentos de fluidos fomentaram o desenvolvimento de métodos que minimizassem os erros atrelados à solução e reduzissem o tempo de processamento do problema como um todo. Segundo Patankar (1980), a simulação computacional através de métodos numéricos fornece vantagens como: baixo custo em comparação com procedimentos experimentais, maior velocidade de solução, obtenção de informações completas pela análise das variáveis importantes do problema, além da possibilidade de simular condições reais e ideais dentro do mesmo modelo computacional.

Dentro do conjunto de problemas que podem ser tratados usando a Dinâmica dos Fluidos Computacional, algumas características em comum agrupam os problemas em categorias. De acordo com Patankar (1980), duas grandes categorias podem ser observadas dentro dos escoamentos, uma delas engloba situações de escoamentos laminares, invíscidos, incompressíveis, com condições de contorno estabelecidas e modelagem de turbulência simples. Por outro lado, há situações de escoamentos turbulentos com modelagem de turbulência complexa, viscosos, multifásicos e com condições de contorno variáveis.

Entre os métodos de solução desenvolvidos para o estudo de DFC cita-se o método de Crank-Nicolson introduzido por Crank e Nicolson (1947), e que é amplamente reconhecido como uma abordagem eficiente para a discretização de equações diferenciais parciais, particularmente em problemas transientes de condução de calor e difusão. Ele utiliza uma formulação implícita que avalia os termos diferenciais em um ponto médio temporal entre estados consecutivos, garantindo estabilidade e precisão de segunda ordem no tempo. Essa característica o torna uma escolha preferida em aplicações de DFC, onde soluções numéricas estáveis e conservativas são essenciais. Contudo, sua implementação exige a solução de sistemas lineares, o que pode aumentar o custo computacional em domínios maiores.

Adicionalmente, Fortuna (2020) menciona outro método de solução para escoamentos incompressíveis amplamente utilizado, o método MAC (“marker and cell”). O método Marker-and-Cell (MAC), desenvolvido por Harlow e Welch (1965), é uma abordagem fundamental na resolução de problemas envolvendo escoamentos incompressíveis em simulações numéricas. Nesse método, a malha é estruturada de maneira que as variáveis de velocidade sejam armazenadas nas faces das células, enquanto a pressão é alocada nos centros dessas células. Essa organização permite que a interação entre pressão e velocidade seja tratada de forma eficiente, garantindo que a condição de continuidade seja mantida por meio de uma correção iterativa da pressão. O MAC é especialmente útil para problemas que envolvem múltiplas fases ou interfaces complexas, sendo uma escolha popular em simulações de DFC devido à sua capacidade de lidar com escoamentos turbulentos e dinâmicos de forma robusta e eficaz, conforme indicado por Ferziger e Perić (2002).

Analisando-se sistematicamente as possibilidades de aplicação da DFC, observa-se que, mesmo sendo uma ferramenta de grande potencial científico, ela não se contrapõe às técnicas experimentais e teóricas, pelo contrário, soma-se a elas como fonte fornecedora de informações imprescindíveis para a validação de modelos matemáticos que tentam modelar fenômenos físicos de interesse. Dessa forma, a DFC tem se tornado uma ferramenta essencial, especialmente no contexto de simulações e otimizações de sistemas complexos.

Vargas (2013) discorre sobre a importância da análise de erros na DFC, enfatizando a eficácia e a confiabilidade das soluções computacionais. O estudo investiga a influência de esquemas híbridos, como o método de correção adiada (MCA) e o método

de Crank-Nicolson, na redução do erro de discretização em equações de advecção-difusão. Através da aplicação de multi-extrapolações de Richardson (MER), o trabalho revela que a escolha do esquema híbrido pode impactar significativamente a estimativa do erro, corroborando a eficiência do método para melhorar a precisão dos resultados numéricos.

Souza (2017) explora a aplicação da DFC na análise de escoamento de ar em coletores de admissão de motores de combustão interna. O autor contextualiza a evolução dos motores, destacando a crescente necessidade de otimização em resposta a preocupações ambientais. O uso de técnicas de simulação termo-fluido-dinâmico, incluindo a DFC, é apresentado como uma resposta inovadora para a melhoria do desempenho dos motores. A pesquisa de Souza (2017) destaca como a DFC permite um melhor entendimento dos processos de escoamento, contribuindo para o desenvolvimento de sistemas de admissão e exaustão mais eficientes. Assim, a combinação de avanços tecnológicos e metodológicos na DFC, não apenas possibilita a otimização dos motores, mas também reflete a crescente demanda por soluções sustentáveis.

No contexto da refrigeração industrial, especificamente, em câmaras frigoríficas, a DFC é usada como uma ferramenta essencial na análise e otimização de escoamentos, conforme evidenciado por diversos estudos ao longo dos anos. No trabalho de De Castro Silva (2018), a utilização do software FLUENT é destacada por sua facilidade de uso, versatilidade e eficiência na convergência das soluções. O autor ressalta que, ao comparar simulações numéricas com dados experimentais, os resultados obtidos usando o FLUENT apresentam um erro absoluto menor, indicando sua acurácia na previsão do desempenho térmico de equipamentos frigoríficos. Além disso, a pesquisa enfatiza a inadequação de simulações em 2D para essas configurações, sugerindo que simulações em 3D são mais representativas dos fenômenos reais observados.

Especificamente, tratando-se do software OpenFOAM, Limane et al.(2014) apresentam o estudo de termo-ventilação por meio de um fluxo de ar em uma cavidade retangular com o piso aquecido. A validação do modelo usado no OpenFOAM é feita através da comparação de diferentes modelos de turbulência e solucionadores ou “solvers” com dados disponíveis na literatura. Dessa forma, variando parâmetros como fluxo de calor, altura da seção de entrada e velocidade de entrada no fluxo, investigou-se a influência dos mesmos na solução numérica. Em linhas gerais, os autores indicaram que

obtiveram resultados satisfatórios na comparação com os dados experimentais de Nielsen (1976), validando assim o modelo adotado no OpenFOAM.

Somado a isso, Limane et al. (2017) conduziram uma simulação computacional de escoamento de ar úmido, transferência de calor e massa de uma piscina coberta utilizando o OpenFOAM. Objetivamente, o estudo validou o modelo numérico proposto comparando-o com resultados de medições experimentais de velocidade do ar, temperatura e umidade, além de avaliar o impacto das condições climáticas externas e a presença de nadadores no ambiente interno da piscina. Concluíram que o OpenFOAM pode ser usado na simulação de escoamentos de ar úmido em ambientes internos grandes e que a atividade dos nadadores afeta a distribuição de temperatura e de umidade do ar interno.

Mioralli et al. (2017) realizaram uma análise numérica da convecção forçada laminar em uma cavidade quadrada ventilada, com abertura de entrada e saída posicionadas em paredes opostas. Cavidades ventiladas simulam aplicações como trocadores de calor, ventilação de ambientes e resfriamento de equipamentos eletrônicos. O estudo é relevante por investigar o efeito combinado dos números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr) no escoamento e na transferência de calor, aspecto pouco abordado em trabalhos prévios de convecção forçada.

A convecção mista em ambientes confinados é investigada na literatura por representar uma condição realista em sistemas de ventilação, nos quais os efeitos do escoamento imposto coexistem com força de flutuabilidade térmica oriundas da existência de gradientes de temperatura nas superfícies internas. Blay et al. (1992) estabeleceram configurações experimentais de referência que possibilitam a validação de modelos numéricos aplicados a esse regime complexo, caracterizado pela interação não linear entre convecção forçada e natural. Resultados obtidos por meio de simulações DFC indicam que, embora diferentes modelos de turbulência de duas equações sejam capazes de reproduzir adequadamente o padrão global do escoamento, diferenças significativas podem ocorrer na predição dos campos de velocidade e temperatura, especialmente nas regiões próximas às paredes, onde se concentram elevados gradientes térmicos e dinâmicos.

Youssef et al. (2016) investigaram o conforto térmico em salas climatizadas por sistemas do tipo “self-contained”, que fornecem ar a temperaturas mais baixas ($4\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$) em comparação com os sistemas “split” ($\approx 13\text{ }^{\circ}\text{C}$), para reduzir o fluxo de ar e o

consumo de energia, diminuindo dutos e ventiladores e melhorando a qualidade do ar interno. Além disso, os autores mostraram que análises econômicas indicam que sistemas de ar-condicionado do tipo “self-contained” podem reduzir custos operacionais de 24% a 40 % apesar do investimento maior em difusores. O objetivo do estudo, portanto, foi avaliar como variações na temperatura e na velocidade de insuflação e diferentes cargas térmicas afetam o conforto em uma sala, usando DFC (software FLUENT).

Esses estudos, embora abordem aspectos distintos da DFC, ressaltam a importância da precisão nas simulações e a relevância das inovações tecnológicas na engenharia mecânica contemporânea. A análise crítica das metodologias e resultados apresentados por Vargas (2013) e Souza (2017) oferece uma visão abrangente sobre o papel da DFC na otimização e na eficiência dos sistemas mecânicos. O estudo de De Castro Silva (2018) mostrou que a DFC não só permite uma melhor compreensão dos escoamentos em câmaras frigoríficas, mas também é crucial para o desenvolvimento de soluções mais eficientes e precisas em sistemas de refrigeração.

Limane et al.(2014) ofereceram uma visão detalhada das possibilidades de “solvers” para cada condição de modelagem do problema em escoamentos em regime permanente. Já Limane et al.(2017) validaram a utilização do OpenFOAM para o estudo de simulações de ambientes internos de grande escala.

A evolução das técnicas de simulação e a comparação com dados experimentais são fundamentais para aprimorar a eficácia dos modelos utilizados na indústria, estabelecendo-se como fundamento para a discussão subsequente nesta revisão de literatura.

2.2.1 Método dos Volumes Finitos

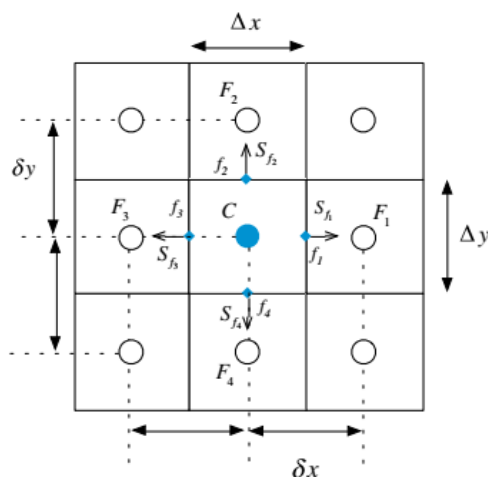
O Método dos Volumes Finitos (MVF) é amplamente adotado em Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) devido à sua capacidade de lidar com escoamentos sobre geometrias complexas e uso de malhas não estruturadas, sendo utilizado em áreas como engenharia aeronáutica, automotiva, civil e mecânica, incluindo simulações de trocadores de calor, ventilação e aerodinâmica.

O MVF foi desenvolvido com o intuito de resolver as equações diferenciais que representam as leis de conservação de massa, momentum e energia. A modelagem matemática de fenômenos físicos, como escoamento de fluidos, transferência de calor e

transporte de massa, frequentemente resulta em equações diferenciais parciais (EDPs), cuja resolução analítica nem sempre é possível. Nesse contexto, esse método numérico é uma técnica amplamente utilizada na solução dos equacionamentos de escoamentos desde o mais simples até o mais complexo. Sua principal característica é a robustez na conservação local das quantidades físicas, o que o torna especialmente adequado para simulações de escoamentos fluidos.

Segundo Moukalled et al. (2015), o MFV transforma equações diferenciais parciais em sistemas de equações algébricas lineares ao integrar sobre volumes de controle, garantindo a conservação local das propriedades físicas. O método apresenta uma grande flexibilidade residente na possibilidade de discretização espacial e temporal de fenômenos físicos sem a necessidade de conversão entre o domínio físico e o computacional. Nesse sentido, garante-se o balanço local e global das grandezas físicas ao longo do domínio computacional, onde a discretização ocorre dividindo o domínio físico em pequenos volumes, sobre os quais são aplicadas as equações de conservação (Figura 1), sendo C o centro do volume; F_i o centro dos volumes adjacentes; f_i a face da fronteira do volume; S_{f_i} o vetor normal à superfície da fronteira do volume; δx e δy as distâncias entre os centros dos volumes e Δx e Δy as dimensões do volume.

Figura 1: Volumes de controle de uma malha.



Fonte: Moukalled et al. (2015).

No MVF, o fluxo de uma variável através das faces do volume é avaliado para cada instante de tempo, permitindo o cálculo da evolução temporal da variável de interesse. Com o domínio computacional dividido em pequenos volumes de controle, as equações de conservação são integradas sobre cada volume, e o Teorema de Divergência

de Gauss é aplicado para converter integrais de volume em integrais de superfície. Isso resulta em equações que relacionam os fluxos nas faces dos volumes de controle.

Por isso, o método é utilizado para resolver problemas onde os balanços de massa, momentum e energia são críticos, como na DFC e transferência de calor e massa. Ao contrário dos métodos de diferenças finitas, que utilizam a forma diferencial das equações, o MVF mantém a integralidade física do problema. Para uma dada grandeza específica genérica ϕ , a sua taxa de variação temporal, através de um volume de controle infinitesimal, como o mostrado na Figura 1, pode ser equacionada da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma\phi\nabla\phi) + Q\phi. \quad (1)$$

Da Equação 1 pode-se inferir que a quantidade total da grandeza ϕ que atravessa as fronteiras de uma célula infinitesimal em um intervalo de tempo é resultado da somatória dos fluxos que percorrem a fronteira mais o termo fonte $Q\phi$. Tem-se então, duas naturezas de fluxos nesse caso:

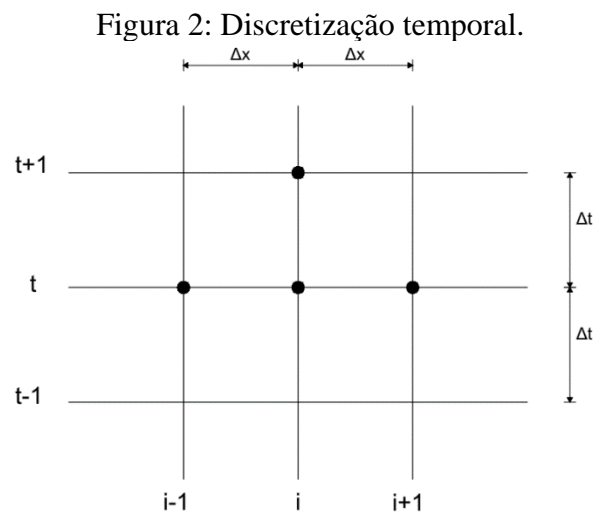
- Termos convectivos: São inerentes à movimentação do fluido, ou seja, ligados à velocidade de escoamento. Na Equação 1, esse termo é representado pelo termo $\nabla \cdot (\rho\vec{V}\phi)$.
- Termos difusivos: São inerentes à presença de gradientes da grandeza ϕ devido à sua distribuição espacial não uniforme. Na Equação 1, é representado pelo termo $\nabla \cdot (\Gamma\phi\nabla\phi)$, onde $\Gamma\phi$ é o coeficiente de difusão da grandeza ϕ .

De acordo com Fortuna (2020), o fluxo resultante de ϕ através do volume de controle é obtido a partir do balanço entre os termos convectivos e difusivos, e a variação temporal é obtida pela integração desse balanço sobre as fronteiras do volume de controle em um determinado intervalo de tempo. Sendo assim, a Equação 1 pode ser discretizada no domínio temporal e espacial pelo uso da técnica dos volumes finitos, possibilitando a expansão de seus termos através do método das diferenças finitas. Com isso, torna-se viável a aplicação sobre malhas computacionais, tanto uniformes quanto não uniformes, e a análise direta das equações de balanço que são transformadas de equações diferenciais parciais em sistemas de equações algébricas lineares.

2.2.2 Discretização Temporal

Ao analisar um problema no domínio do tempo com a utilização do método dos volumes finitos, torna-se necessário transpor a dependência contínua do tempo em passos discretos, quantificados em um determinado intervalo de tempo Δt . Essa ação é denominada discretização temporal e pode ser subdividida em discretização explícita, semi-implícita e implícita.

Na Figura 2 é apresentado um esquema da discretização espacial, ao longo da direção horizontal, representado pela variável “ i ” e temporal, ao longo da direção vertical, representado pela variável “ t ”. A direção espacial é dividida em espaços de tamanho Δx e a direção que representa o tempo é dividida em tamanhos Δt .



Fonte: (Autor)

Na discretização explícita, o valor da grandeza ϕ no tempo t se relaciona com o seu valor em $t + \Delta t$. O valor de ϕ , no tempo t , na posição i pode ser obtido pela aproximação da derivada temporal por diferenças finitas progressivas de primeira ordem, com o surgimento do erro local de truncamento (ELT) apontado pelo termo $O(\Delta t)$.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial t} \right|_i^t = \frac{\phi_i^{t+\Delta t} - \phi_i^t}{\Delta t} + O(\Delta t). \quad (2)$$

Na discretização implícita, o valor da grandeza ϕ no tempo se relaciona com o seu valor no passo de tempo $t + \Delta t$ e com um passo de tempo anterior t . O valor de ϕ , no

tempo $t + \Delta t$, na posição i pode ser obtido pela aproximação da derivada temporal por diferenças finitas atrasadas de primeira ordem, com o surgimento do erro local de truncamento (ELT) apontado pelo termo $O(\Delta t)$.

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial t} \right|_i^{t+\Delta t} = \frac{\phi_i^{t+\Delta t} - \phi_i^t}{\Delta t} + O(\Delta t). \quad (3)$$

Por fim, a discretização temporal pode ser realizada com a utilização de termos aproximados, tanto no passo temporal $t + \Delta t$, quanto no passo t , o que se denomina discretização semi-implícita. Esse tipo de discretização será abordado no tópico de discretização espacial.

Em suma, a escolha do esquema depende do tipo de problema e do equilíbrio entre precisão, custo computacional e estabilidade numérica. A análise de estabilidade, especialmente em problemas transientes, é essencial para garantir a confiabilidade da simulação.

2.2.3 Discretização Espacial

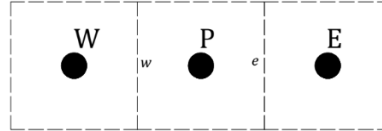
A discretização espacial no MVF envolve a divisão do domínio em malhas estruturadas ou não estruturadas, a depender da complexidade do problema. Cada volume de controle recebe uma equação que representa o balanço de fluxos pelas suas faces. A interpolação dos valores nos pontos intermediários e nas faces das células é um aspecto crítico. Técnicas como interpolação linear, centralizada e esquemas “upwind” são utilizadas para esse fim.

A qualidade da malha afeta diretamente a precisão e estabilidade do resultado. Por isso, o refinamento local da malha em regiões com altos gradientes é uma prática comum. Além disso, o tratamento das condições de contorno é um ponto crucial na modelagem, pois determina o comportamento físico do sistema nas fronteiras.

Por exemplo, para a difusão unidimensional da grandeza ϕ na Equação 1, com termo fonte $Q^\phi = 0$ e em regime permanente, pode-se discretizar o domínio espacial da seguinte forma como ilustrado na Figura 3, onde cada volume é indicado pelos quadrados tracejados. No centro do volume central é posicionado o ponto P, o ponto W é posicionado no centro do volume à esquerda (do inglês “West”) do volume central e o ponto E é posicionado à direita (do inglês “East”) do volume central. As faces de contato

entre os volumes são denominadas “w” para indicar a face à esquerda do ponto central P e “e” para indicar a face à direita do ponto central P.

Figura 3: Malha unidimensional.



↙ — Δx — ↘ ↙ — Δx — ↘

Fonte: Próprio autor

A Equação 1 fica reduzida a:

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) = 0. \quad (4)$$

Integrando a Equação 4 no volume de controle entre as faces denominadas “e” e “w”, obtém-se a Equação 5:

$$\int_w^e \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dx = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w = 0. \quad (5)$$

A constante de difusão Γ é avaliada nas faces através de interpolação linear dos pontos centrais dos volumes:

$$\Gamma_w = \frac{\Gamma_W + \Gamma_P}{2}, \quad \Gamma_e = \frac{\Gamma_P + \Gamma_E}{2}. \quad (6)$$

A derivada espacial da grandeza ϕ nas faces “e” e “w” são aproximadas por diferenças centrais:

$$\left. \frac{d\phi}{dx} \right|_w = \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x}, \quad \left. \frac{d\phi}{dx} \right|_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x}. \quad (7)$$

Então, a Equação 5 fica na forma:

$$\Gamma_e \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} - \Gamma_w \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x} = 0. \quad (8)$$

Rearranjando os termos:

$$\phi_P \left[\frac{\Gamma_e + \Gamma_w}{\Delta x} \right] = \phi_W \frac{\Gamma_w}{\Delta x} + \phi_E \frac{\Gamma_e}{\Delta x}. \quad (9)$$

A Equação 9, dentro do domínio espacial x pode ser escrita para cada ponto da malha (Fig. 4), e organizada na forma de sistema de equações, podendo ser resolvido por métodos analíticos ou numéricos.

$$\phi_P a_P = \phi_W a_W + \phi_E a_E, \quad (10)$$

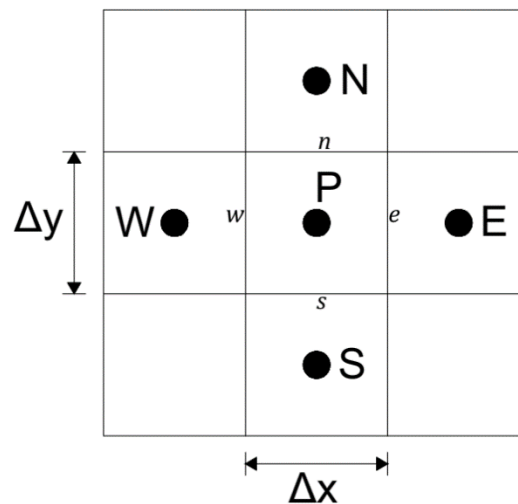
$$a_P = \left[\frac{\Gamma_e + \Gamma_w}{\Delta x} \right], \quad a_E = \left[\frac{\Gamma_e}{\Delta x} \right], \quad a_W = \left[\frac{\Gamma_w}{\Delta x} \right]. \quad (11)$$

O próximo passo consiste em discretizar a difusão bidimensional, transiente e sem termo fonte. A Equação 1, para este caso fica:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right). \quad (12)$$

Para a aplicação do método dos volumes finitos na Equação 12 é necessária a construção de uma malha bidimensional regular e uniforme, representada na Figura 4.

Figura 4: Malha bidimensional



Fonte: (Autor).

Nesta figura são inseridos os pontos “N” e “S”, que são os pontos centrais dos volumes acima (do inglês “North”) e abaixo (do inglês “South”) do ponto central, respectivamente. As faces de contato entre os volumes, com as respectivas orientações cardeais em relação ao ponto central “P” são representadas pelas letras “e”, “w”, “s” e “n”. Admite-se ainda que o coeficiente difusivo Γ seja uma propriedade constante.

Integrando a Equação 12 em torno do ponto P da malha (Figura 4):

$$\begin{aligned} \int_w^e \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dt dy dx = \\ = \int_t^{t+\Delta t} \left[\int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) dx dy + \int_w^e \int_s^n \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right) dy dx \right] dt, \end{aligned} \quad (13)$$

O termo da esquerda integrado em x e y :

$$\int_w^e \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dt dy dx = \Delta x \Delta y \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dt, \quad (14)$$

O primeiro termo da direita, dentro do colchete, integrado em relação a x e y fica:

$$\int_s^n \left[\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_w \right] dy = \left[\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y, \quad (15)$$

Pela análise da malha bidimensional da Figura 4 pode-se observar que a área lateral, tanto da face esquerda, quanto da direita é equivalente a $A_e = A_w = \Delta y$ e profundidade unitária. Com isso, a Equação 15 pode ser expandida para:

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) dx dy = \Gamma_e A_e \left(\frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_e - \Gamma_w A_w \left(\frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_w, \quad (16)$$

O mesmo procedimento é adotado com o segundo termo do colchete do lado direito da Equação 13.

$$\int_w^e \left[\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_s \right] dx = \left[\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x, \quad (17)$$

A mesma análise da malha bidimensional da Figura 4 pode ser feita e observa-se que a área lateral, tanto a face superior, quanto da inferior é equivalente a $A_n = A_s = \Delta x$ com profundidade unitária. Dessa maneira, a Equação 17 pode ser expandida para:

$$\int_n^e \int_s^n \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dy dx = \Gamma_n A_n \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \Gamma_s A_s \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s, \quad (18)$$

As Equações 16 e 18 podem ser agrupadas resultando em:

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \Gamma_w A_w \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w + \Gamma_n A_n \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \Gamma_s A_s \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s, \quad (19)$$

As derivadas espaciais de ϕ em relação aos pontos de fronteira e , w , n e s são obtidas através de diferenças finitas:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w &= \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x}, & \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e &= \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x}, \\ \frac{\partial \phi}{\partial y} \Big|_n &= \frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta y}, & \frac{\partial \phi}{\partial y} \Big|_s &= \frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta y}. \end{aligned} \quad (20)$$

Considerando a malha regular e uniforme, $\Delta x = \Delta y$, e adotando-se o coeficiente de difusão constante ao longo do volume de controle, a Equação 19 torna-se:

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x} \right) + \Gamma_n A_n \left(\frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta y} \right) - \Gamma_s A_s \left(\frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta y} \right). \quad (21)$$

Em função da distribuição dos pontos da malha, a Equação 21 pode ser agrupada da seguinte maneira:

$$- \left[\frac{A_n}{\Delta y} + \frac{A_s}{\Delta y} + \frac{A_e}{\Delta x} + \frac{A_w}{\Delta x} \right] \Gamma \phi_P + \left[\frac{\Gamma A_e}{\Delta x} \right] \phi_e + \left[\frac{\Gamma A_w}{\Delta x} \right] \phi_w + \left[\frac{\Gamma A_n}{\Delta y} \right] \phi_n + \left[\frac{\Gamma A_s}{\Delta y} \right] \phi_s. \quad (22)$$

Retomando a equação 13, a expressão fica rearranjada assim:

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dt = \frac{1}{\Delta x \Delta y} \int_t^{t+\Delta t} [a_p \phi_P + a_e \phi_E + a_w \phi_W + a_n \phi_N + a_s \phi_S] dt. \quad (23)$$

E, finalmente, a Equação 23, a depender do método de aproximação da integral do lado direito, pode ser resolvida adotando-se a discretização implícita, semi-implícita ou explícita.

2.3 Convecção Térmica

De acordo com Incropera (2007), a convecção térmica pode ser definida pela transferência de energia entre uma superfície e um fluido que se movimenta relativamente à mesma quando existe um gradiente de temperatura entre ambos. Esse fenômeno está presente em inúmeras aplicações de engenharia e processos naturais, sendo classificado em convecção natural, forçada ou mista, dependendo da origem do movimento do fluido. Sua compreensão é fundamental para o desenvolvimento de processos eficientes de resfriamento, ventilação e trocadores de calor.

Uma das mais conhecidas equações que modelam este fenômeno físico, a Lei de Resfriamento de Newton (Equação 24), foi deduzida por Jean-Baptiste Joseph Fourier (1768-1830) que introduziu o conceito de coeficiente de transferência de calor, que em sua terminologia, significa condutividade térmica externa, ao qual dá-se o símbolo de h . Entretanto, 100 anos antes, Isaac Newton (1643-1727), já havia publicado ensaios que apontavam medições de temperaturas que indicavam que a taxa de redução de temperatura de um corpo dT/dt imerso em um fluido é sempre proporcional à diferença de temperatura entre o corpo e o fluido:

$$q'' = h(T_0 - T_\infty), \quad (24)$$

onde q'' é o fluxo de energia, em $[\text{W}/\text{m}^2]$, h é o coeficiente de convecção térmica, em $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$, T_0 é a temperatura da superfície sólida, em $[\text{K}]$ e T_∞ é a temperatura de corrente livre do escoamento, em $[\text{K}]$.

As correntes de convecção em escoamento de líquidos foram observadas primeiramente por Benjamin Thompson (1753-1814), que também visualizou que esse fluxo térmico suspendia partículas que se encontravam em repouso no fluido, ou seja, que tinham o empuxo equilibrado pela força gravitacional (flutuabilidade neutra).

Os principais modelos teóricos utilizam as equações de balanços de massa, quantidade de movimento linear para fluidos newtonianos, representada pelas equações de Navier-Stokes e, energia, que descrevem o comportamento do fluido e sua interação térmica com as superfícies sólidas. Nesse sentido, Çengel (2015) enfatiza que o fenômeno da convecção térmica pode ocorrer em três modos principais:

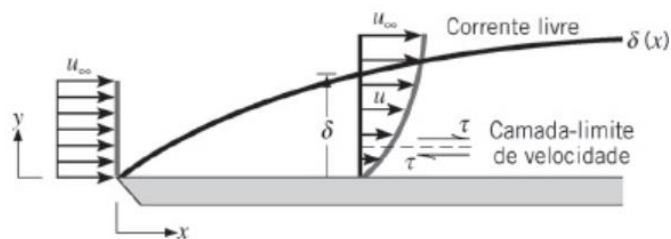
- Convecção natural: o movimento do fluido é induzido pelas forças de empuxo devido às diferenças de massa específicas causadas por gradientes de temperatura;
- Convecção forçada: o escoamento é induzido por meios mecânicos externos, como ventiladores, compressores ou bombas hidráulicas;
- Convecção mista: combinação das duas formas anteriores.

Com isso, dentro da possibilidade do fenômeno da convecção térmica ocorrer de maneiras combinadas, é importante tentar prever o desempenho da transferência de calor através de diversos modelos empíricos e analíticos que foram desenvolvidos. Entre os mais utilizados estão as correlações de Nusselt em função dos números adimensionais de Reynolds (Re), Prandtl (Pr) e Grashof (Gr), obtidas experimentalmente para diferentes geometrias e condições de contorno, e utilizadas no curso do presente trabalho.

Analisando a interação entre o fluido e superfícies sólidas, Ludwig Prandtl (1875-1953) introduz o conceito de camada limite, revolucionando o entendimento da transferência de calor e da mecânica dos fluidos. De fato, ela surge do contato do fluido que escoar sobre uma superfície, devido aos efeitos viscosos e condutivos, e analiticamente, é a região do fluido adjacente a uma superfície sólida onde ocorrem gradientes significativos de velocidade e temperatura, sendo responsável por uma parcela relevante do transporte de quantidade de movimento e energia térmica.

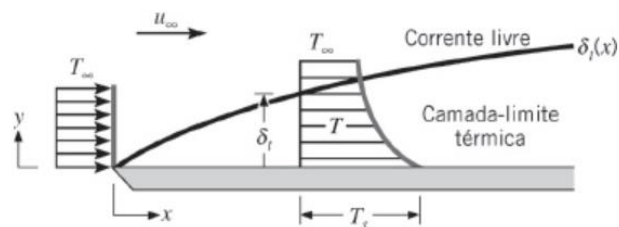
Quanto aos tipos de camada limite, pode-se distinguir a camada limite de velocidade ou fluidodinâmica e; a camada limite térmica. Segundo Incropera et al. (2007), a camada limite fluidodinâmica apresentada na Figura 5 compreende a região de espessura δ onde a velocidade varia desde zero sobre a superfície sólida até 99% da velocidade da corrente livre. Já a camada limite térmica representada na Figura 6 é a região com espessura δ_t onde a razão entre a diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura dentro da camada e a diferença da temperatura da superfície e a temperatura da corrente livre é no máximo 0,99.

Figura 5. Representação esquemática da camada limite de velocidade.



Fonte: Incropera et al. (2007).

Figura 6. Representação esquemática da camada limite térmica.



Fonte: Incropera et al. (2007).

Tratando-se da camada limite de velocidade, o perfil de velocidade u dentro da espessura da camada limite δ mostra como a velocidade do fluido varia em função da coordenada y no interior da mesma. Nota-se no escoamento duas regiões distintas, uma de espessura δ com gradientes de velocidade e tensão de cisalhamento importantes, e uma corrente livre onde esses gradientes podem ser desprezados.

Já na camada limite térmica, que se desenvolve a partir da diferença de temperatura entre a superfície e a corrente livre, as partículas do fluido em contato direto com a superfície entram em equilíbrio térmico com ela, conseqüentemente, acontece a troca de energia térmica entre os níveis adjacentes do fluido, o que acarreta o aparecimento de um gradiente de temperatura. Dessa forma, estabelece-se uma relação entre o coeficiente de transferência de calor por convecção e o gradiente de temperatura da camada limite.

Pela análise da Figura 6 é possível observar que para qualquer distância Δx da borda de entrada, o fluxo de transferência de calor por condução na superfície é representado pela lei de Fourier:

$$q_s'' = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}, \quad (25)$$

onde q_s'' é o fluxo térmico [W/m^2] devido à condução térmica na camada de fluido adjacente a superfície sólida, ou seja, em $y=0$; k_f é o coeficiente de condutividade térmica [$\text{W}/(\text{mK})$] do fluido; T é a temperatura [K]; e y é a coordenada na direção normal, em [m], à superfície sólida no sentido da superfície para o fluido.

Levando-se em conta que na interface entre a superfície e o fluido não há movimento do fluido, ou seja, adotando-se uma condição de não escorregamento, pode-se inferir que a transferência de energia térmica na região adjacente à superfície se dá exclusivamente por condução. Assim, pode-se combinar as Equações 24 e 25 a fim de determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção:

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)}. \quad (26)$$

Dessa forma, pela análise da Equação 26, infere-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção sofre grande influência do gradiente de temperatura na superfície e, por consequência, dos fatores que alteram esse gradiente, como por exemplo, a turbulência do escoamento.

Em função da natureza do escoamento faz-se necessário a junção de parâmetros adimensionais para a análise das características da camada limite. Em primeiro lugar, quanto à natureza do escoamento, o número de Reynolds é o número adimensional que representa a relação entre as forças de inércia e as viscosas, o que determina se o escoamento é laminar ou turbulento.

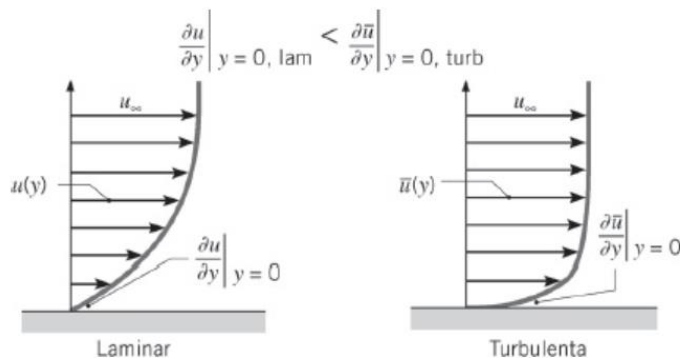
$$Re_x = \frac{\rho u_\infty x}{\mu}, \quad (27)$$

onde Re_x é o número de Reynolds em uma determinada posição da superfície, ρ é a massa específica [kg/m^3] do fluido, x é a coordenada tangencial da superfície sólida em [m], u_∞ é a velocidade [m/s] do escoamento longe da superfície e μ é o coeficiente de viscosidade dinâmica [$\text{kg}/\text{m.s}$].

A depender da magnitude do número de Reynolds, o regime do escoamento pode ser laminar, onde o escoamento é ordenado, com camadas paralelas de fluido e baixa mistura entre elas; ou turbulento, o qual é caracterizado por flutuações caóticas que promovem alta taxa de mistura e maior transporte de energia.

Com isso, se as forças inerciais têm maior preponderância no escoamento, o regime tenderá a ser turbulento. Por outro lado, se as forças viscosas tiverem maior influência, o regime será laminar. Na Figura 7 é possível visualizar os diferentes perfis de velocidade média formados, observando-se que para o regime turbulento, o gradiente da velocidade é maior em comparação ao regime laminar.

Figura 7: Camada limite Laminar x Turbulenta.



Fonte: Incropera et al. (2007).

Outro parâmetro adimensional de interesse para a convecção térmica no interior da camada-limite é o número de Nusselt. De modo que, esse número adimensional é igual ao gradiente de temperatura adimensional ao longo da espessura da camada-limite.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0}, \quad (28)$$

onde L é o comprimento característico da superfície sólida [m], $\frac{\partial T^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0}$ é o gradiente de temperatura adimensional adjacente à superfície sólida, sendo $y^* = \frac{y}{L}$ e $T^* = \frac{(T-T_s)}{(T_s-T_\infty)}$.

E por fim, define-se pelo número de Prandtl (Pr) através da razão entre o coeficiente da viscosidade cinemática do fluido e a difusividade térmica (Equação 29). Esse parâmetro indica, segundo Incropera et al. (2007), a efetividade entre o transporte difusivo e de energia internamente à camada-limite.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}. \quad (29)$$

3. METODOLOGIA

3.1 Equações de balanço de massa, quantidade de movimento linear e energia

O escoamento é descrito pelas equações de balanço de massa, quantidade de movimento linear, apresentadas nas formas compressível (Equação 30 e 31), e incompressível (Equação 32 e 33), além da equação de balanço de energia. Na formulação adotada, o fluido é considerado um meio contínuo e newtoniano e as propriedades termofísicas são consideradas constantes.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0. \quad (30)$$

onde \vec{U} é o vetor velocidade tridirecional. Sob a hipótese de escoamento incompressível, a massa específica é assumida constante, e a Equação 30 assume a forma da Equação 31.

$$\nabla \cdot \vec{U} = 0. \quad (31)$$

O balanço da quantidade de movimento linear para um fluido newtoniano é descrita pelas equações de Navier-Stokes, que podem ser escritas na forma geral, onde δ representa a função delta de Kronecker.

$$\rho \frac{D\vec{U}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \nabla \cdot \left[\mu (\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^T) - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{U} \right] \quad (32)$$

$$\rho \frac{D\vec{U}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \nabla \cdot \left[\mu (\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^T) \right] \quad (33)$$

A energia do escoamento é descrita pela equação de balanço de energia apresentada na Equação 34,

$$\rho \frac{De}{Dt} = \nabla^2 (kT) + \eta + \phi. \quad (34)$$

$$\eta = -p \nabla \cdot \vec{U} \quad (35)$$

$$\phi = \mu[\nabla\vec{U} + \nabla\vec{U}^T]^2 - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \vec{U})^2 \quad (36)$$

A função η é usada para modelar a mudança de temperatura do fluido em função do trabalho realizado sobre o fluido (compressão) ou pelo fluido (expansão), caracterizando-se como um processo reversível de conversão energética. Já a função ϕ é usada para modelar a conversão irreversível de energia cinética em energia térmica, ou, transformação viscosa (Silveira Neto, 2020).

Analisando os escoamentos onde a variação da energia total E do sistema ocorre exclusivamente por conta da variação da energia interna e , que a mesma é função do calor específico e da temperatura. E também, levando-se em consideração o caráter incompressível do escoamento, onde o calor específico à pressão constante e a volume constante assumem a igualdade entre si, a Equação 36 torna-se:

$$\rho \frac{D(c_p T)}{Dt} + \rho \nabla \cdot (c_p \vec{U} T) = \nabla^2(kT) + \phi. \quad (37)$$

Para finalizar, a modelagem térmica computou os efeitos de empuxo por meio da ativação do termo de gravidade e da consideração da variação da massa específica do ar em função da temperatura. Adotando-se uma aproximação de gás ideal, a Equação 37, tem seu fechamento conforme descrito nas Equações 38 a 40.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} h) = \nabla \cdot (\alpha_{eff} \nabla h) + \frac{Dp}{Dt} + \phi; \quad (38)$$

$$\alpha_{eff} = \alpha + \alpha_t; \quad (39)$$

$$p = \rho R T. \quad (40)$$

onde h representa a entalpia, α_{eff} representa a difusividade térmica efetiva, p representa a pressão e R representa a constante universal dos gases.

3.2 Modelos de fechamento para Turbulência

3.2.1 Modelo RNG k - ϵ

A modelagem matemática de escoamentos turbulentos é essencial para a simulação precisa de processos de refrigeração e climatização de ambientes. Entre os modelos de turbulência mais utilizados, destacam-se o modelo k - ϵ padrão e o modelo k - ϵ baseado em renormalização, do inglês “Renormalization Group” (RNG). Eles são resolvidos através da solução de duas equações, uma para o transporte da energia cinética turbulenta k e outra para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ϵ , mas com diferenças significativas em suas formulações e aplicações.

O modelo k - ϵ padrão, desenvolvido por Launder e Spalding (1974), é amplamente utilizado para simular escoamentos turbulentos com altos números de Reynolds. Nesse modelo a viscosidade cinemática turbulenta é expressa na Equação 41, por:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (41)$$

onde ν_t é a viscosidade cinemática turbulenta em [m²/s], ϵ é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta em [m²/s³], e C_μ é o coeficiente do modelo que calcula essa viscosidade. A equação da energia cinética turbulenta, k , é dada por:

$$\frac{D}{Dt}(\rho k) = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + P - \rho \epsilon, \quad (42)$$

onde k representa a enérgica cinética turbulenta [m²/s²], D_k é a difusividade efetiva de k , P é o termo da taxa de produção de energia cinética turbulenta [m²/s³], e ϵ é a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta [m²/s³].

Por fim, a equação da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ϵ é dada por:

$$\frac{D}{Dt}(\rho \epsilon) = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + \frac{C_1 \epsilon}{k} \left(P + C_3 \frac{2}{3} k \nabla \cdot \mathbf{u} \right) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (43)$$

onde D_ϵ é a difusividade efetiva de ϵ , C_1 , C_2 e C_3 são coeficientes do modelo.

O modelo RNG k - ϵ , desenvolvido por Yakhot e Orszag (1986), é uma modificação do modelo k - ϵ padrão que incorpora efeitos de curvatura e anisotropia da turbulência. Ele é derivado a partir da aplicação do método de Renormalização (RNG) às equações de Navier-Stokes, resultando em uma versão modificada da equação de dissipação que leva em consideração diferentes escalas de movimento turbulento.

As equações de transporte para k e ϵ no modelo RNG são semelhantes às do modelo padrão, Equações 42 e 43, mas com termos adicionais que refletem os efeitos de curvatura e anisotropia. A viscosidade turbulenta é calculada da mesma forma que no modelo padrão, mas com constantes ajustadas para melhorar a precisão em escoamentos com curvaturas significativas.

O ajuste mais significativo é feito no coeficiente C_2 do modelo:

$$C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3}, \quad (44)$$

onde:

$$\eta = \frac{k}{\epsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad (45)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} [U_{ij} + U_{ji}]. \quad (46)$$

Os modelos são descritos pelas equações:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha \rho \epsilon) + \nabla \cdot (\alpha \rho \vec{U} \epsilon) - \nabla^2 (\alpha \rho D_\epsilon \epsilon) \\ = C_1 \alpha \rho \vec{g} \frac{\epsilon}{k} - \left(\left(\frac{2}{3} C_1 - C_{3,RDT} \right) \alpha \rho \nabla \cdot \vec{U} k \right) - \left(C_2 \alpha \rho \frac{\epsilon}{k} \epsilon \right) \\ + S_\epsilon + S_{fvOptions}. \end{aligned} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha \rho k) + \nabla \cdot (\alpha \rho \vec{U} k) - \nabla^2 (\alpha \rho D_k k) \\ = \alpha \rho \vec{g} - \left(\frac{2}{3} \alpha \rho \nabla \cdot \vec{U} k \right) - \left(\alpha \rho \frac{\epsilon}{k} k \right) + S_k + S_{fvOptions}, \end{aligned} \quad (48)$$

onde α é a fração de fases em caso de mistura; ρ é a massa específica do fluido em [kg/m³]; G é a taxa de produção de energia cinética devido à parte anisotrópica do tensor de tensões de Reynolds; D_ϵ é a difusividade efetiva; C_1 , C_2 e $C_{3,RDT}$ são coeficientes do modelo; S_ϵ e S_k são termos fonte internos e $S_{fvOptions}$ são outros termos fontes introduzidos, caso necessário. Na Tabela 1 mostra-se os coeficientes padrão implementados no OpenFOAM.

Tabela 1: Coeficientes padrão dos modelos de turbulência adotados.

Modelo	C_μ	σ_k	σ_ϵ	C_1	C_2	η_0	β
$k - \epsilon$	0,09	1,0	1,3	1,44	1,92	-	-
RNG $k - \epsilon$	0,0845	0,7194	0,7194	1,42	1,68	4,39	0,012

Fonte: Produzido pelo autor.

Os campos de turbulência precisam de uma condição de contorno adequada para retornarem previsões da viscosidade turbulenta fisicamente plausíveis e manter a estabilidade da solução computacional. No caso do fechamento RNG k- ϵ , o modelo depende da condição de contorno dos valores de k , ϵ e ν_t . Para a estimativa da energia cinética turbulenta, para os casos de turbulência isotrópica, o OpenFOAM (2023) indica a equação:

$$k = \frac{3}{2} (I |u_{ref}|)^2, \quad (49)$$

onde I é a intensidade da turbulência em [%] e u_{ref} é a velocidade de referência do escoamento em [m/s].

Da mesma forma, para turbulência isotrópica, a estimativa da taxa de dissipação de energia cinética pode ser obtida através da equação:

$$\epsilon = \frac{C_\mu^{0.75} \cdot k^{1.5}}{L}, \quad (50)$$

onde C_μ é um coeficiente padrão do modelo adotado no OpenFOAM, k é a energia cinética turbulenta em [m²/s²], e L é chamada de comprimento característico.

Então, com os valores obtidos através das Equações 49 e 50, obtém-se a estimativa da viscosidade turbulenta (Equação 41), e por fim, estes valores são utilizados como condição de contorno para a estimativa dos campos das variáveis de turbulência.

3.2.2 Modelo $k-\omega$ SST

O modelo de turbulência $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), proposto por Menter et al. (1994), pode ser empregado em simulações de Dinâmica dos Fluidos Computacional aplicadas a sistemas de aquecimento, ventilação e ar-condicionado (HVAC), em razão de sua capacidade de representar de forma mais acurada os efeitos da camada limite e os gradientes característicos de escoamentos internos ventilados. Em ambientes climatizados, nos quais jatos de insuflação, zonas de recirculação e a interação do escoamento com superfícies sólidas exercem influência direta sobre a distribuição do ar e o conforto térmico, a correta modelagem do comportamento próximo às paredes é fundamental para a confiabilidade das previsões numéricas.

De acordo com Silveira Neto (2020), o modelo de fechamento proposto por Menter et al. (1994) originou-se a partir da necessidade de transpor as deficiências dos modelos de fechamento $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, ambos baseados em duas equações de balanço e calcados conceitualmente na predição da viscosidade turbulenta (ν_t).

Dessa forma, o modelo $k-\omega$ SST propõe a fusão desses dois modelos de fechamento, e combina o desempenho do modelo $k-\omega$ nas regiões adjacentes às superfícies com a maior robustez do modelo $k-\varepsilon$ no núcleo do escoamento, permitindo uma descrição mais realista do desenvolvimento do jato de ar ao longo de tetos e paredes, fenômeno comum em sistemas HVAC-R.

No entanto, estudos aplicados a ambientes internos e regimes de convecção mista, como os conduzidos por Blay et al. (1992), indicam que o modelo $k-\omega$ SST pode apresentar limitações na predição do campo térmico, com tendência à subestimação da temperatura do ar em determinadas regiões do domínio, inclusive no centro do ambiente, quando comparado a dados experimentais.

A equação de fechamento da taxa de dissipação específica turbulenta ω utilizada no OpenFoam (2023) é dada pela Equação 51:

$$\frac{D}{Dt}(\rho\omega) = \nabla \cdot (\rho D_\omega \nabla \omega) + \frac{\rho\gamma\vec{g}}{\nu} - \frac{2}{3}\rho\gamma\omega(\nabla \cdot \vec{U}) - \rho\beta\omega^2 - \rho(F_1 - 1)CD_{k\omega} + S_\omega, \quad (51)$$

onde D_ω é a difusividade efetiva, $CD_{k\omega}$ e F_1 são coeficientes do modelo e S_ω é o termo fonte de ω .

A equação da energia cinética turbulenta, k , é dada por:

$$\frac{D}{Dt}(\rho k) = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + \rho \vec{g} - \frac{2}{3} \rho k, (\nabla \cdot \vec{U}) - \rho \beta^* \omega k + S_k, \quad (52)$$

onde D_k é a difusividade efetiva, β^* é coeficiente do modelo e S_k é o termo fonte de k .

De forma similar, este modelo de fechamento também necessita de condições de contorno das grandezas k , ω , ϵ , e ν_t para os campos de turbulência. A energia cinética turbulenta é estimada de acordo com o Equação 49. Já a taxa de dissipação específica turbulenta ω é estimada por:

$$\omega = \frac{k^{0.5}}{C_\mu^{0.25} \cdot L}, \quad (53)$$

onde C_μ é um coeficiente padrão do modelo adotado pelo OpenFoam, k é a energia cinética turbulenta em $[m^2/s^2]$, e L é o comprimento característico.

A taxa de dissipação da energia cinética turbulenta é estimada pela Equação 50, e a viscosidade turbulenta pela Equação 41.

3.3 O software OpenFOAM e o modelo numérico.

Tendo em vista o arcabouço teórico que sustenta a Dinâmica dos Fluidos Computacional, para que sua aplicação aconteça de fato, faz-se necessária a sua implementação através de ferramentas computacionais acessíveis. No caso do presente trabalho, o software escolhido para a realização das simulações computacionais foi o OpenFOAM, por suas características robustas e de vasta aplicação documentada na literatura.

O OpenFOAM é uma plataforma de DFC de código aberto, baseada no método dos volumes finitos, utilizada em aplicações industriais e acadêmicas. Sua arquitetura é orientada a bibliotecas, permitindo seu uso tanto por meio de “solvers” consolidados,

quanto a extensão por desenvolvimento de modelos e condições de contorno específicos para um problema.

No contexto de ventilação e climatização, o OpenFOAM é empregado para prever campos de velocidade, pressão e temperatura uni, bi ou tridimensionais, e, quando necessário, acoplar transferência de energia térmica, por condução, convecção ou radiação, e adicionalmente, contemplar efeitos de empuxo, para simular a convecção natural.

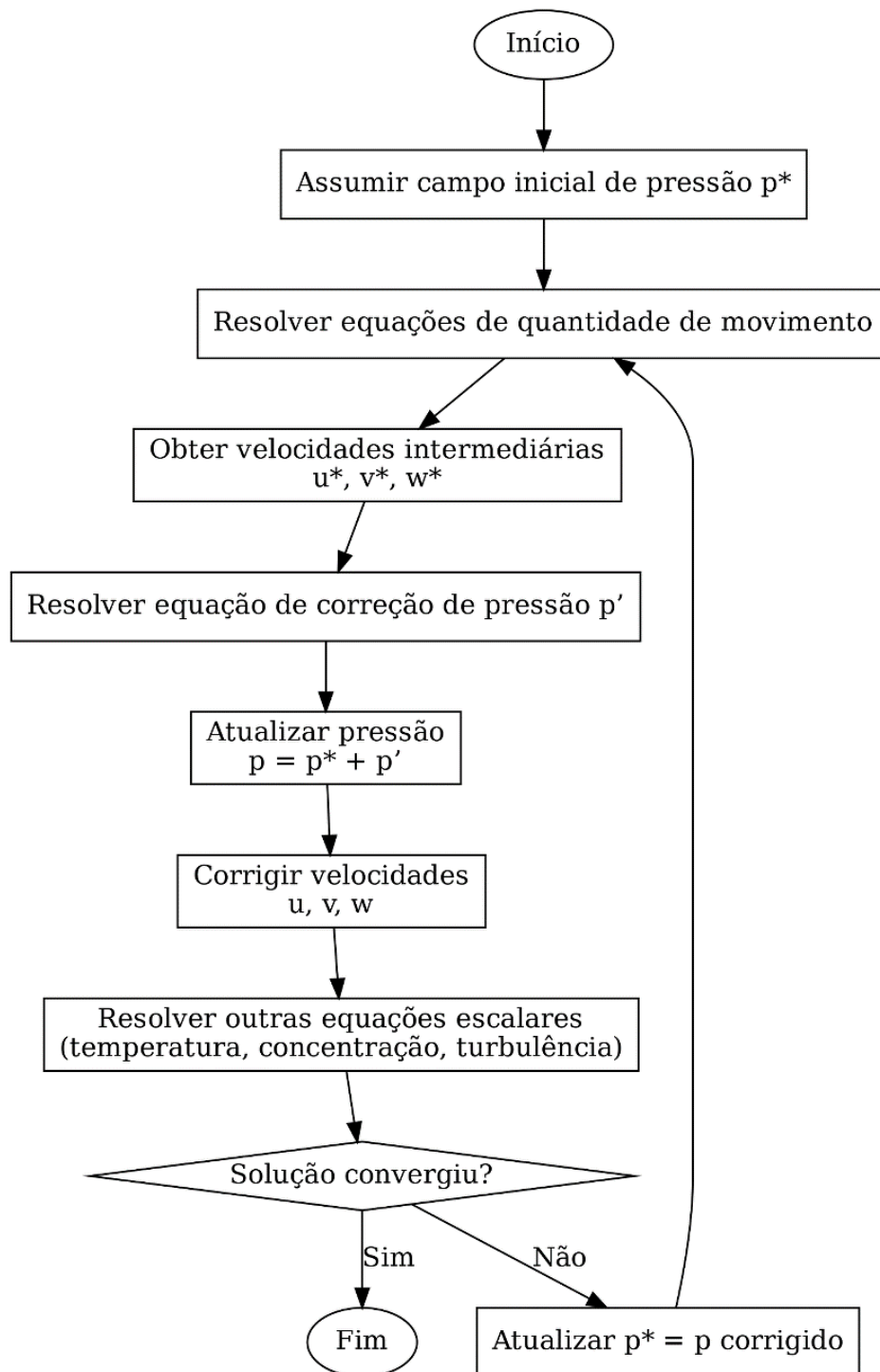
Nesse sentido, na própria documentação oficial do software é descrito o uso do OpenFOAM para ventilação e para análises de ambientes internos sob diferentes condições de ventilação, indicando seu posicionamento como ferramenta de engenharia para esse domínio.

Desse modo, a aplicação do OpenFOAM em HVAC-R decorre, principalmente, de algoritmos voltados para escoamentos com transferência de energia térmica e empuxo. A saber, no presente trabalho utilizou-se o “*buoyantSimpleFoam*”, um “solver” (biblioteca) de regime permanente, para escoamentos turbulentos com empuxo e transporte de energia; e o “*buoyantPimpleFoam*”, um “solver” de regime transiente, para escoamentos turbulentos com empuxo e transferência de energia, onde o problema exige evolução temporal.

O “solver” “*buoyantSimpleFoam*” utiliza o algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) para o acoplamento pressão-velocidade. Na Figura 8 está descrito o fluxograma de solução desse algoritmo.

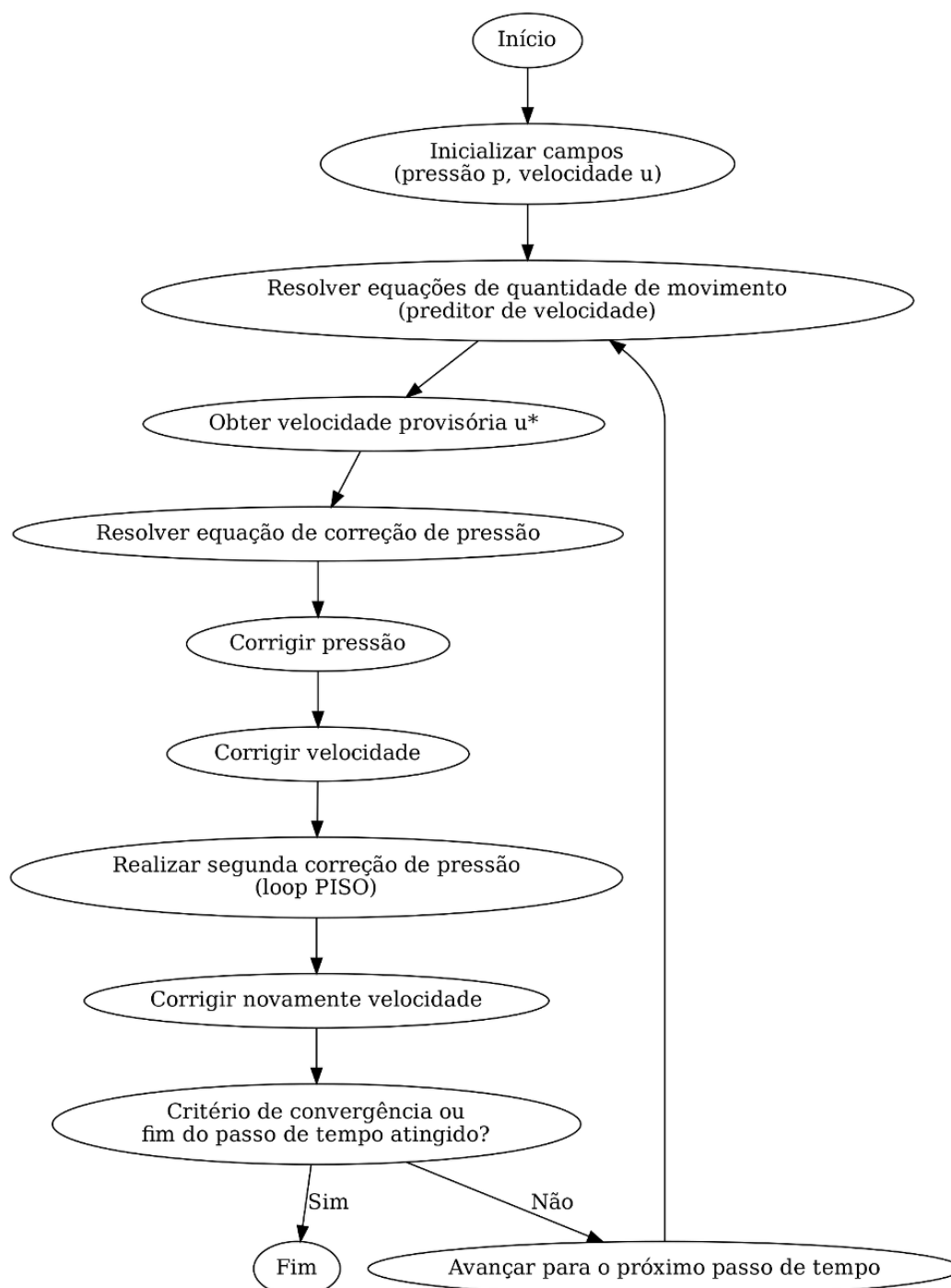
Já o “*buoyantPimpleFoam*” utiliza o algoritmo PIMPLE, que é a junção do algoritmo SIMPLE (Figura 8) e o algoritmo PISO, descrito na Figura 9. Segundo OpenFOAM (2023), esse algoritmo combina características de outros dois algoritmos; o SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations); e o PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators), sendo especialmente adequado para simulações transientes com passos de tempo relativamente grandes e para problemas que exigem maior robustez numérica.

Figura 8: Fluxograma do processo iterativo de solução do acoplamento pressão-velocidade pelo método SIMPLE.



Fonte: Produzido pelo autor.

Figura 9: Fluxograma do processo iterativo de solução do acoplamento pressão-velocidade em regimes transientes pelo método PISO.



Fonte: Produzido pelo autor.

Em relação à discretização temporal, utilizou-se o esquema implícito de Euler (Equação 3), e o critério adotado em relação ao número de Courant (Co) foi:

$$Co = \frac{\delta_t |U|}{\delta_x} \leq 0.5, \quad (54)$$

onde δ_t é o menor passo de tempo necessário para garantir a estabilidade da solução; $|U|$ é a magnitude da velocidade através da célula da malha; e δ_x é a dimensão da célula na direção da velocidade.

A malha usada na simulação (Figura 13) foi construída de forma estruturada e não uniforme. Então, nesse caso, o OpenFOAM (2023) indica, em um primeiro passo, a determinação da dimensão da menor célula, chamada de δ_{x_s} , dada por:

$$\delta_{x_s} = l \frac{r - 1}{\alpha r - 1}, \quad (55)$$

onde l é o comprimento total da malha; r é a razão das dimensões de duas células adjacentes; n o número de divisão de células da malha.

Sendo que, a razão das dimensões de duas células adjacentes r é dada por:

$$r = R^{\frac{1}{n-1}}, \quad (56)$$

onde R é a taxa de expansão das células em função do refinamento próximo às paredes; e n o número de divisão de células da malha.

A grandeza α é definida no OpenFOAM como uma função:

$$\alpha = \begin{cases} R & \text{se } R > 1 \\ 1 - r^{-n} + r^{-1} & \text{se } R < 1 \end{cases}. \quad (57)$$

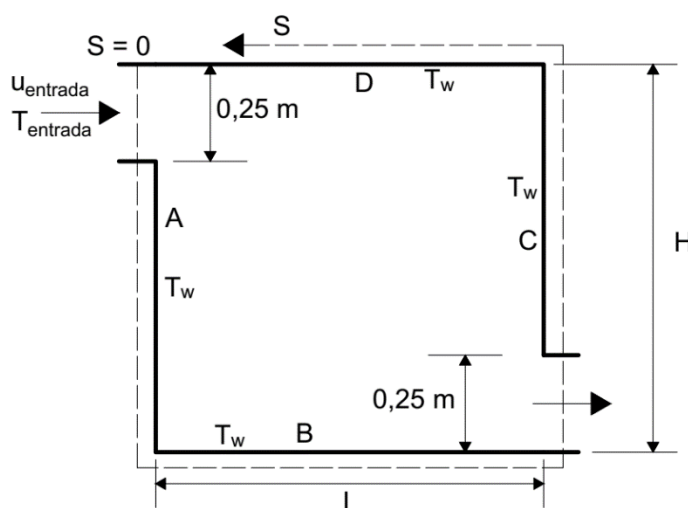
3.4 Problema físico 1 – Validação da convecção forçada em regime laminar

A validação dos modelos adotados, condições de contorno e parâmetros de soluções numéricas foi realizada utilizando a versão 8 do software OpenFOAM. A análise de escoamentos em ambientes internos refrigerados foi feita através de comparação com o trabalho proposto por Mioralli et al. (2017) e foi realizada por meio da reprodução numérica do problema de convecção forçada em cavidade ventilada quadrada.

A geometria da cavidade, as condições de contorno e os parâmetros físicos considerados nas simulações deste estudo foram implementados de acordo com as mesmas configurações de Mioralli et al. (2017), para assim, proceder com a comparação e validação numérica dos resultados obtidos. A cavidade modelada por Mioralli et al. (2017), exposta na Figura 10, tem relação altura(H)/largura (L) unitária e um sistema adicional de coordenadas “S” é proposto pelo autor para determinar os cantos da cavidade. Sendo assim, a parede esquerda da cavidade denominada “A” está no intervalo $S = 0 - 1$, o piso denominado parede “B” está no intervalo $S = 1 - 2$, a parede direita, denominada “C” está no intervalo $S = 2 - 3$, e por último, o teto denominado parede “D” está no intervalo $S = 3 - 4$.

Dessa forma, a cavidade modelada tem altura, largura e profundidade unitárias, com entrada localizada na porção superior da parede esquerda e saída na porção inferior direita, ambas com altura correspondente a 25 % da altura da cavidade, ou seja, 0,25 m. Adicionalmente, o escoamento foi assumido bidimensional, incompressível, permanente e laminar, com temperatura na entrada ($T_{entrada}$) igual a 299 K, e velocidade de entrada ($u_{entrada}$) igual a 1,0 m/s. As condições de contorno e iniciais especificam a temperatura no interior da cavidade, assim como das paredes (T_w), assumidas isotérmicas, igual a 300 K.

Figura 10: Esboço de Mioralli et. al. (2017) para a cavidade ventilada.



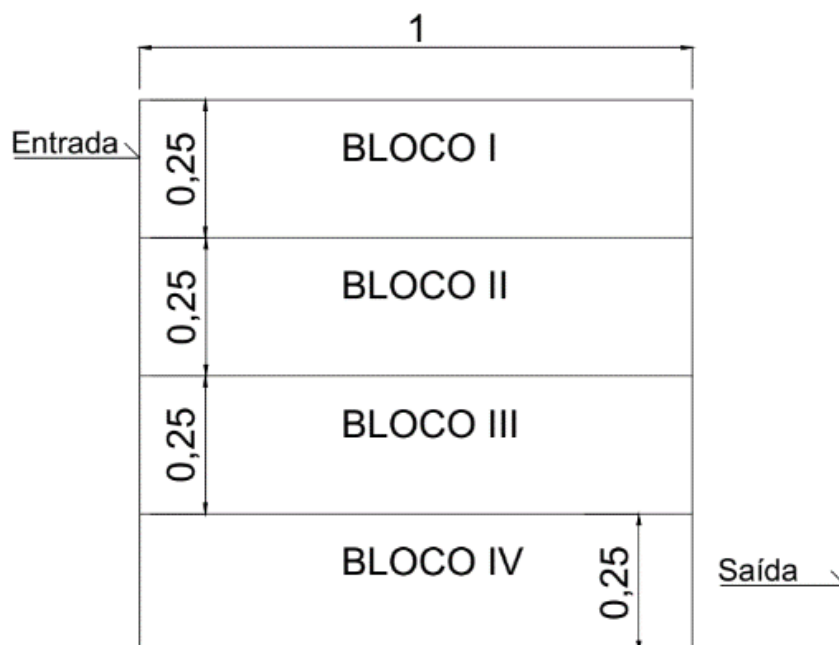
Fonte: Mioralli et al. (2017).

Assim, com as considerações físicas e condições de contorno do problema delimitadas, optou-se pelo uso do “solver” “*buoyantSimpleFoam*” para a solução

numérica das equações de Continuidade, Navier-Stokes e da Energia. De acordo com o material de apoio do OpenFOAM (2023), esse algoritmo foi desenvolvido para solucionar escoamentos permanentes, compressíveis e turbulentos podendo ser aplicado em casos de ventilação e refrigeração. Portanto, um passo importante da metodologia empregada concentrou-se na reprodução do modelo proposto por Mioralli et al. (2017), para avaliar a aprendizagem sobre o algoritmo utilizado e tentar obter dados o mais próximo possível do problema de referência, sendo este, incompressível e laminar.

Na pasta “*blockMeshDict*” foram determinadas as configurações da malha computacional utilizada nas simulações. A cavidade foi virtualmente dividida em 4 subdomínios (Figura 11), de dimensões 1,0 m x 0,25 m para facilitar a localização espacial e geométrica da entrada e da saída. Com isso, a malha bidimensional ficou subdividida em 4 blocos distintos. No bloco superior, denominado de I, alocou-se a entrada do escoamento na parte superior da parede esquerda, no bloco inferior, denominado de IV alocou-se a saída do escoamento na parte inferior da parede direita.

Figura 11: Divisão de domínios da cavidade.



Fonte: Produzido pelo autor.

De acordo com Mioralli et al. (2017), a independência da malha foi obtida com uma malha de 160 x 160 volumes no total dos quatro blocos, onde observou-se uma relação aceitável entre os tempos computacionais de simulação e resultados confiáveis.

No presente estudo, com o intuito de avaliar a independência da malha gerada no OpenFOAM, optou-se por um refinamento gradual, bidimensional e uniforme das dimensões da malha, sendo que, a primeira malha simulada teve dimensões 40 x 40, sendo incrementada posteriormente para 80 x 80, 160 x 160 e finalmente 320 x 320 volumes.

As condições iniciais foram inseridas parametrizadas nos respectivos arquivos de velocidade, temperatura e pressão, os valores iniciais foram inseridos. Para as paredes, as condições de contorno são do tipo de Dirichlet, considerando-se as paredes isotérmicas, onde a temperatura foi imposta com o valor de 300 K.

Adicionalmente, adotou-se para as paredes uma condição de não escorregamento, ou seja, a velocidade é zero na interface do escoamento com a cavidade. Para a variável pressão, considerou-se um campo inicial igual à pressão atmosférica com gradiente nulo em todas as paredes, enquanto nas regiões de entrada e de saída impõe-se a pressão atmosférica de 10^5 Pa. Para essa configuração, a modelagem de turbulência foi desativada, de modo que o escoamento foi tratado como laminar.

Dessa maneira, após a configuração da malha, a definição das condições de contorno, dos valores iniciais, bem como a determinação do regime de escoamento, prosseguiu-se para os ajustes das propriedades térmicas e físicas do fluido. No trabalho de Mioralli et al. (2017) os parâmetros são variados a fim de observar o desenvolvimento do escoamento em relação aos números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr), obtendo-se nove variações possíveis para as simulações.

Logo, para cada combinação de Re e Pr, são gerados graficamente os campos de velocidade, de temperatura e as linhas de corrente para a visualização do comportamento de cada escoamento simulado. Adicionalmente, Mioralli et al. (2017) estipularam o número de Nusselt (Nu) como um parâmetro de comparação entre as simulações, calculado em cada parede, separadamente, e posteriormente, somando-se o valor de cada parede, obtém-se o número de Nusselt médio para cada simulação.

Em termos práticos, dentro dos arquivos do OpenFOAM, Re e Pr podem ser inseridos no arquivo "*thermophysicalProperties*". O número de Prandtl é inserido de forma direta na linha de programação do algoritmo. Já o número de Reynolds é computado indiretamente pela inserção do valor da viscosidade cinemática em função da velocidade de entrada e da altura da cavidade. Para os casos em estudo, com velocidade e dimensões da cavidade unitárias, os valores inseridos para os casos simulados são dispostos na Tabela 2.

Tabela 2: Relação entre Re , Pr e viscosidade cinemática inseridos nas simulações.

Simulação	Pr	Re	v [m ² /s]
1	0,7	50	0,02
2	3	50	0,02
3	5	50	0,02
4	0,7	100	0,01
5	3	100	0,01
6	5	100	0,01
7	0,7	500	0,002
8	3	500	0,002
9	5	500	0,002

Fonte: Produzido pelos autores.

Além disso, adotou-se as variáveis adimensionais:

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{x}{H}; Y = \frac{y}{H}; U = \frac{u}{u_{entrada}}; V = \frac{v}{u_{entrada}}; P = \frac{p}{\rho u_{entrada}^2}; \\
 \theta &= \frac{T - T_{entrada}}{T_{parede} - T_{entrada}}.
 \end{aligned}
 \tag{58}$$

onde X e Y representam as coordenadas espaciais adimensionais, obtidas pela normalização das coordenadas físicas x e y pela altura característica; H , U e V correspondem às componentes adimensionais da velocidade, normalizada pela velocidade de entrada $u_{entrada}$; P representa a pressão adimensional e θ corresponde à temperatura adimensional.

Assim, as equações de balanços de massa, quantidade de movimento linear e energia a serem resolvidas são:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0,
 \tag{59}$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right],
 \tag{60}$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right], \quad (61)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re Pr} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right]. \quad (62)$$

As condições de contorno adotadas para a resolução dessas equações diferenciais parciais foram:

$$\text{Entrada: } U = 1,0; V = 0,0; \theta = 0; \quad (63)$$

$$\text{Saída: } \frac{\partial U}{\partial X} = 0; \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0; \quad (64)$$

$$\text{Paredes: } U = V = 0; \theta = 1. \quad (65)$$

A taxa de transferência de calor através das paredes da cavidade foi computada através do cálculo do número de Nusselt local, Equação 66, onde n é a direção normal à parede analisada.

$$Nu_{local} = -\frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_{parede}. \quad (66)$$

Os dados referentes a Nu foram obtidos no programa *ParaView*, que é um software de visualização, livre e gratuito, dos resultados simulados no OpenFOAM. Assim, ao expandir a Equação 66 através de diferenças finitas centradas de primeira ordem, obtém-se:

$$Nu_{local} = \frac{1}{\Delta n} \left[\frac{(T - T_{entrada}) - (T - T_w)}{(T - T_w)} \right]. \quad (67)$$

Na Equação 67, Δn refere-se à distância do centro do primeiro volume da malha à parede da cavidade, e T é a temperatura do centro de cada um desses volumes, tomada a uma distância Δn da parede. Dessa maneira, traçou-se uma linha de referência paralela e a uma distância Δn da parede e computou-se as temperaturas dos pontos centrais dos volumes adjacentes às paredes.

Posteriormente, as temperaturas obtidas foram inseridas na Equação 67 e a distribuição do número de Nusselt local foi calculada. Ademais, é importante notar que a distância Δn depende do refinamento da malha (Tabela 3).

Tabela 3: Relação entre Δn e o refinamento da malha.

Malha	Δn
40 x 40	$1,25 \times 10^{-2}$
80 x 80	$6,25 \times 10^{-3}$
160 x 160	$3,125 \times 10^{-3}$
320 x 320	$1,563 \times 10^{-3}$

Fonte: Produzido pelo autor.

Com a distribuição do número de Nusselt local de cada parede procedeu-se com o cálculo do Nusselt médio de cada parede. Segundo Mioralli et al. (2017) essa média pode ser obtida por:

$$\overline{Nu}_{parede} = - \frac{1}{(S_{i1} - S_{i2})} \int_{S_{i1}}^{S_{i2}} Nu_i dS. \quad (68)$$

A Equação 68 pode ser resolvida numericamente com a aplicação da Regra do Trapézio. Chapra (2008) define a Regra do Trapézio como a primeira fórmula para a integração numérica de Newton-Cotes. Numericamente, para melhorar a acurácia do método, divide-se o intervalo de integração em segmentos menores. No caso do presente estudo, esses intervalos são os valores de Nusselt local central de cada volume adjacente à parede com espaçamento uniforme de Δn . Dessa forma, o integrando da Equação 68 pode ser reescrito:

$$\int_{S_{i1}}^{S_{i2}} Nu_i dS = (S_{i2} - S_{i1}) \frac{\frac{1}{2} Nu_{local}(x_0) + \sum_{i=1}^{n-1} Nu_{local}(x_i) + \frac{1}{2} Nu_{local}(x_n)}{\Delta n}. \quad (69)$$

Logo, a Equação 69 pode ser calculada numericamente com os valores de Nusselt local através de:

$$\overline{Nu}_{parede} = \frac{\frac{1}{2}Nu_{local}(x_0) + \sum_{i=1}^{n-1} Nu_{local}(x_i) + \frac{1}{2}Nu_{local}(x_n)}{\Delta n}, \quad (70)$$

onde, $Nu_{local}(x_i)$ equivale ao valor do número de Nusselt no centro do volume adjacente à parede obtido utilizando a Equação 67, e Δn é a distância entre os centros dos volumes.

Por fim, com a distribuição do número de Nusselt médio de cada parede, Mioralli et al. (2017) estipula o cálculo do número de Nusselt médio da cavidade como um todo (Equação 71):

$$\overline{Nu} = \sum \frac{\overline{Nu}_{local}(S_{i2} - S_{i1})}{S_{total}}. \quad (71)$$

Para resolver o acoplamento pressão-velocidade adotou-se o algoritmo “Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations” – SIMPLE com esquema “upwind” para a discretização dos termos advectivos e o esquema Gauss Linear para os termos difusivos.

No trabalho de Mioralli et al. (2017), para a obtenção da convergência dos processos iterativos devido ao modelo ser em regime permanente e para o acoplamento pressão-velocidade, foram usados fatores de subrelaxação para a velocidade, a pressão e a temperatura. No presente trabalho, também foram adotados fatores de subrelaxação, entretanto, diferentes, como indicado na Tabela 4.

Tabela 4: Fatores de subrelaxação aplicados à simulação.

	Velocidade	Pressão	Temperatura
Mioralli et al. (2017)	0,3	0,7	0,8
Presente Trabalho	0,1	0,7	0,3

Fonte: Produzido pelo autor.

Os critérios de convergência dos processos iterativos estão apresentados na Tabela 5.

Tabela 5: Critérios de convergência aplicados à simulação.

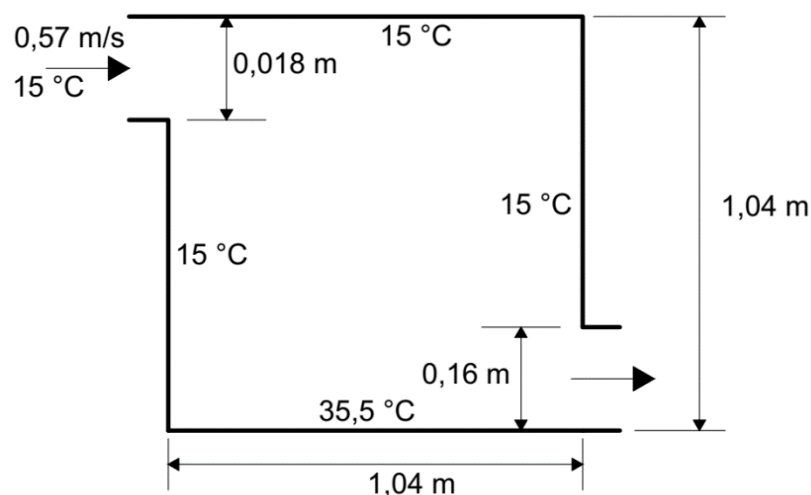
	Velocidade	Pressão	Temperatura
Mioralli et al. (2017)	10^{-4}	10^{-5}	10^{-3}
Presente Trabalho	10^{-5}	10^{-5}	10^{-5}

Fonte: Produzido pelo autor.

3.5 Problema físico 2 – Validação da convecção Mista em Regime Turbulento

No presente trabalho, a modelagem numérica da convecção mista, classificada assim conforme consta no Apêndice B, foi realizada a partir da configuração experimental proposta por Blay et al. (1992), a qual é frequentemente utilizada na literatura como “benchmark” para validação de modelos DFC aplicados a ambientes confinados. O domínio físico consiste em uma cavidade retangular ventilada (bidimensional), em regime permanente, na qual o escoamento de ar é influenciado simultaneamente por um jato de entrada e pelo aquecimento diferencial das superfícies internas (Figura 12).

Figura 12: Esboço de Blay et al. (1992) para a cavidade ventilada.



Fonte: Produzido pelo autor.

Sendo assim, a velocidade de entrada do jato foi definida em 0,57 m/s, enquanto a temperatura de entrada foi definida em 15 °C. Para as paredes, em relação à temperatura, as condições de contorno são do tipo de Dirichlet, considerando-as isotérmicas, a temperatura é imposta com o valor de 15 °C (paredes e teto) e 35,5 °C (piso). Adicionalmente, adotou-se uma condição de não escorregamento na interface do escoamento com a cavidade. Para a pressão, adotou-se um campo inicial igual à pressão atmosférica e gradiente nulo em todas as paredes; na entrada e na saída adotou-se a pressão atmosférica de 10^5 Pa.

As condições de contorno foram impostas de acordo com o experimento de referência. Na entrada de ar, foram especificados valores constantes de velocidade e temperatura. As saídas de ar foram modeladas como condições de pressão ambiente,

permitindo o desenvolvimento natural do escoamento. As superfícies sólidas internas tiveram suas temperaturas prescritas conforme o arranjo experimental, com condições de contorno de Dirichlet, onde a temperatura do piso é maior do que as demais paredes. Essa configuração permite a correta representação das forças de empuxo responsáveis pela componente natural da convecção.

O domínio foi discretizado utilizando uma malha estruturada composta por elementos quadrilaterais, totalizando 60×60 volumes de controle. Essa discretização foi definida com base em estudos prévios de independência de malha reportados no trabalho de Blay et al. (1992), para esse caso experimental, garantindo um equilíbrio adequado entre custo computacional e precisão numérica.

Optou-se por uma malha estruturada não uniforme, com refinamento nas proximidades das paredes. O refinamento da malha foi inserido no domínio por meio do recurso “*multi-grading*” dentro da biblioteca “*blockMesh*”, o que permitiu a divisão de cada direção em subfaixas com diferentes razões de expansão.

Dessa forma, essa estratégia possibilitou a melhor captura dos gradientes de velocidade e temperatura formados devido as camadas limites fluidodinâmica e térmica e a compatibilidade com os modelos de fechamento da turbulência em função da sensível discretização próximo às paredes.

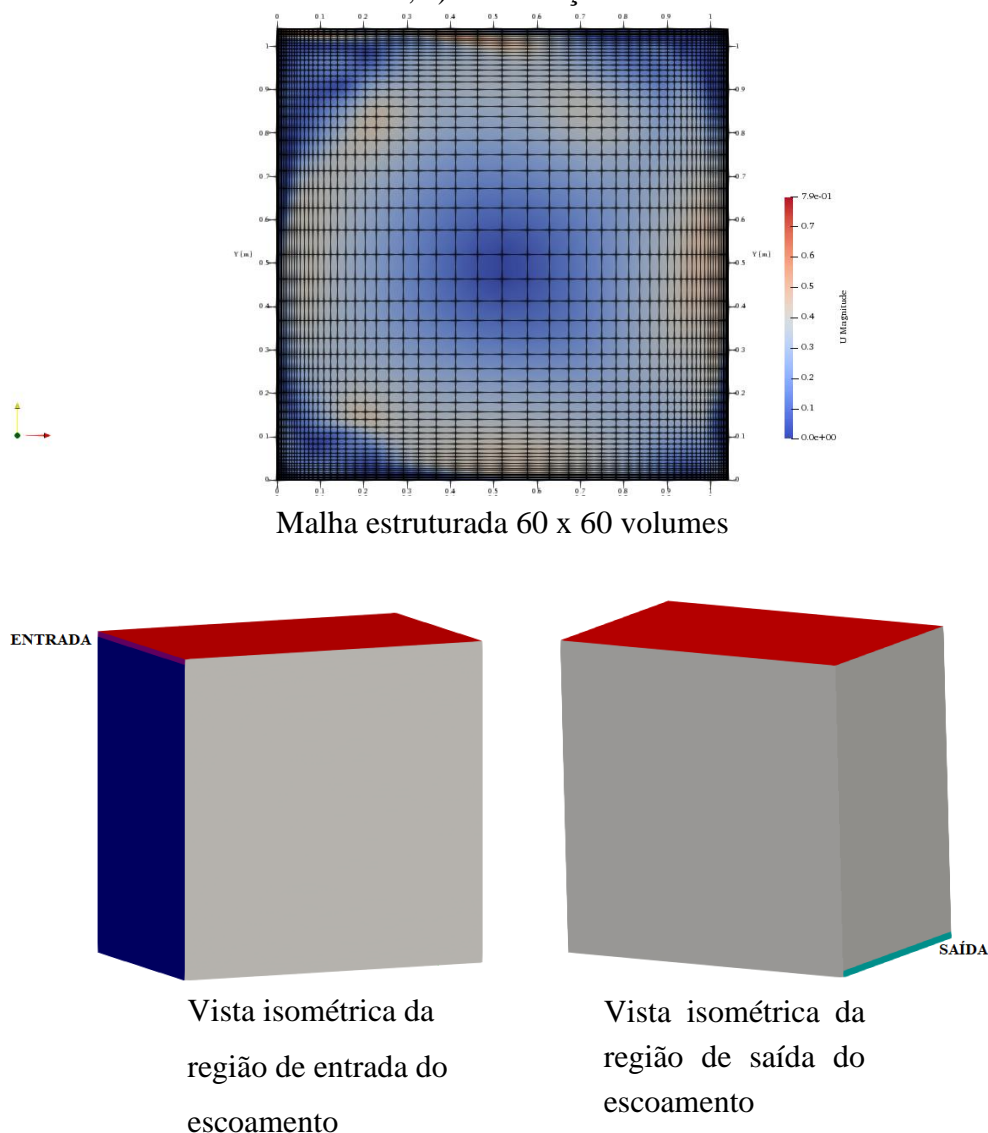
O refinamento simétrico foi aplicado nas direções x e y , não havendo subdivisões dentro do domínio da malha, diferentemente, da forma como foi estruturada a malha para o regime laminar (Figura 11). Com isso, células menores foram concentradas nas extremidades do domínio, enquanto a região central manteve a distribuição mais uniforme. Essa distribuição procurou reduzir distorções geométricas excessivas e assegurou transições suaves dos volumes dentro da malha (Figura 13).

Na construção da malha, a biblioteca “*topoSetDict*” foi empregada para identificar e agrupar as faces correspondentes às regiões geométricas destinadas ao insuflamento e à exaustão. Inicialmente, foram criados conjuntos de faces (*faceSets*) por meio de critérios geométricos baseados na localização espacial da entrada e da saída conforme a descrição no modelo (Figura 13).

Após a identificação das faces de entrada e saída do escoamento, utilizou-se o utilitário “*createPatchDict*” para converter os conjuntos selecionado em contornos físicos onde foi possível determinar as condições de contorno locais. Dessa maneira, após a criação dos contornos físicos de entrada (insuflamento) e saída (exaustão) do escoamento,

as condições de contorno foram atribuídas, especificando-se a temperatura de insuflamento, a velocidade de insuflamento e as condições de contorno de pressão.

Figura 13: Estrutura da malha: a) Malha estruturada 60 x 60 volumes; b) Localização da entrada do escoamento; c) Localização da saída do escoamento.



Fonte: Produzido pelo autor.

Dessa maneira, a construção da malha buscou garantir a resolução suficiente para capturar os gradientes de velocidade e temperatura, especialmente nas regiões próximas às paredes e nas zonas de desenvolvimento do jato de entrada. A escolha dessa topologia de malha visou também minimizar erros numéricos associados à difusão artificial, preservando a estabilidade do processo iterativo.

A seguir, foram avaliados dois modelos de fechamento para a turbulência, ambos, de duas equações, com ênfase nos modelos RNG $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ SST, amplamente empregados em simulações de ambientes internos. Para ambos, foram utilizados os coeficientes padrões do OpenFOAM para as equações de fechamento de cada modelo. As condições de contorno da energia cinética turbulenta, da taxa de dissipação específica turbulenta, da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta e da viscosidade turbulenta estão mostradas na Tabela 6.

Tabela 6: Estimativa dos valores iniciais dos modelos de fechamento da turbulência.

Modelo	k [J/Kg]	ε [J/Kg · s]	ν_t	ω [s⁻¹]
RNG $k-\varepsilon$	$1,754 \times 10^{-3}$	$9,580 \times 10^{-3}$	$2,890 \times 10^{-5}$	-
$k-\omega$ SST	$1,754 \times 10^{-3}$	$9,580 \times 10^{-3}$	$2,890 \times 10^{-5}$	$6,069 \times 10^1$

Fonte: Produzido pelo autor.

A validação do modelo numérico foi realizada mediante comparação direta entre os resultados simulados e os dados experimentais de Blay et al. (1992), disponíveis para perfis de temperatura e velocidade em planos verticais e horizontais localizados no centro geométrico da cavidade. Essa abordagem permite avaliar não apenas o comportamento global do escoamento, mas também a capacidade do modelo de reproduzir adequadamente os gradientes térmicos e dinâmicos nas regiões de maior interesse físico.

A validação dos modelos adotados, condições de contorno e parâmetros de soluções numéricas foi realizada utilizando a versão 8 do software OpenFOAM. A simulação computacional do escoamento turbulento em regime permanente foi realizada utilizando o “solver” “*buoyantSimpleFoam*”. A resolução numérica foi baseada no estado permanente, e as equações governantes foram resolvidas utilizando um algoritmo baseado na pressão, com acoplamento pressão-velocidade, o “Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations” (SIMPLE).

Os termos advectivos das equações de momento foram discretizados utilizando esquemas de interpolação do tipo “upwind” de segunda ordem, enquanto os termos difusivos, e relacionados à energia e às grandezas turbulentas foram discretizados inicialmente com esquemas “upwind” de primeira ordem, visando maior estabilidade numérica. Para o gradiente de pressão, foi usado um esquema de interpolação linear (Tabela 7).

Tabela 7: Esquemas de solução numérica aplicados à simulação.

Métodos de Solução	
Solver	buoyantSimpleFoam
Esquema	SIMPLE
Discretização Temporal	steadyState
Pressão	Gauss linear
Velocidade	Gauss linearUpwind
Energia	Gauss upwind
Turbulência	Gauss upwind

Fonte: Produzido pelo autor.

Os fatores de relaxação foram ajustados de forma criteriosa para cada variável dependente, de modo a garantir a convergência das soluções sem comprometer a precisão dos resultados. Esse ajuste foi realizado de maneira iterativa, com base no comportamento dos resíduos e na evolução física dos campos de escoamento e temperatura.

O critério de convergência adotado por Blay et al. (1992) baseou-se na redução dos resíduos normalizados das equações de conservação a valores inferiores a 10^{-3} para continuidade e momento, e 10^{-6} para a equação de energia. No presente trabalho, a convergência foi condicionada aos valores mostrados na Tabela 8 e foi verificada por meio do monitoramento da estabilidade dos perfis de velocidade e temperatura em seções características do domínio, assegurando que a solução obtida representasse um estado fisicamente consistente.

Tabela 8: Critérios de convergência e fatores de relaxação aplicados à simulação.

Fator de Controle	Velocidade	Pressão	Energia
Resíduos	10^{-3}	10^{-3}	10^{-6}
Fator de Relaxação	0,6	0,3	1,0

Fonte: Produzido pelo autor.

Inicialmente, Blay et al. (1992) não trazem dados experimentais na condição de regime transiente. Então, para tentar preencher essa lacuna, o presente trabalho, propôs a simulação computacional em regime transiente, do mesmo modelo físico, com as mesmas condições de contorno e iniciais modeladas por Blay et al. (1992).

Embora a abordagem em regime permanente permita a obtenção de campos médios de velocidade e temperatura, a simulação em regime transiente possibilita uma representação mais realista da evolução temporal do escoamento, especialmente durante

o processo de estabelecimento do regime de convecção mista. Fenômenos como a formação de estruturas turbilhonares, oscilações térmicas e atrasos na estratificação do ar não podem ser adequadamente capturados por soluções estacionárias.

Na abordagem transiente, os termos temporais das equações governantes são explicitamente considerados. O passo de tempo foi escolhido de forma a garantir estabilidade numérica e adequada resolução física do fenômeno, respeitando critérios baseados no número de Courant.

Para a simulação em regime transiente foi usado o “solver” *buoyantPimpleFoam*, que utiliza o algoritmo PIMPLE. Esse algoritmo caracteriza-se como um método de acoplamento pressão-velocidade utilizado na solução numérica das equações de Navier–Stokes em escoamentos incompressíveis e fracamente compressíveis.

Dessa maneira, para a malha construída (Figura 13), com 60 divisões, taxa de expansão 25, e comprimento 1,04 m, determinou-se o passo de tempo necessário para a convergência da solução, de 0,002 segundos até o tempo final de 960 segundos.

Em relação ao modelo de fechamento para a turbulência, adotou-se o modelo $k-\omega$ SST na simulação transiente em função de sua robustez, uma vez que, esse modelo adota a junção de outros dois modelos, o $k-\omega$ e o $k-\epsilon$. Pela análise dos dados expostos por Blay et al. (1992), é essa modelagem de fechamento da turbulência que melhor previu o comportamento do campo de temperatura na zona central da cavidade.

Assim, a simulação foi realizada com os esquemas numéricos indicados na Tabela 9:

Tabela 9: Esquemas de solução numérica aplicados à simulação.

Parâmetro	Método ou valor adotado
Solver	buoyantPimpleFoam
Esquema	PIMPLE
Discretização Temporal	Euler
deltaT	0.002
Pressão	Gauss linear
Velocidade	Gauss linearUpwind
Energia	Gauss upwind
Turbulência	Gauss upwind

Fonte: Produzido pelo autor.

De forma similar ao que foi realizado na simulação em regime permanente, a convergência foi condicionada aos valores mostrados na Tabela 10 e foi verificada por

meio do monitoramento da estabilidade dos perfis de velocidade e temperatura em seções características do domínio, assegurando que a solução obtida representasse um estado fisicamente consistente.

Tabela 10: Critérios de convergência e fatores de relaxação aplicados à simulação.

Fator de Controle	Velocidade	Pressão	Energia
Resíduos	10^{-3}	10^{-3}	10^{-6}
Fator de Relaxação	0,6	0,3	1,0

Fonte: Produzido pelo autor.

3.6 Caracterização das condições de insuflamento

O passo seguinte foi dado na direção da caracterização das condições de insuflamento, para a extração de dados que permitissem a construção de um metamodelo, e que por sua vez, este possa contribuir com a análise de eficiência energética e otimização em trabalhos futuros.

O critério adotado para a identificação do regime permanente baseou-se na análise da derivada temporal da temperatura, a qual apresentou comportamento assintótico, tendendo a valores próximos de zero em uma zona estabelecida no centro da cavidade. Esse comportamento indicou que as variações temporais da temperatura se tornaram desprezíveis, permitindo considerar que o sistema atingiu uma condição de regime estatisticamente permanente, ou seja, o valor médio no tempo tende a ser constante.

A partir dessa constatação, os campos de temperatura e de velocidade obtidos ao final do período transiente foram utilizados como referência para a etapa subsequente de caracterização do escoamento, garantindo que análises fossem realizadas a partir de um estado termofluidodinâmico estabilizado.

Verificada que a condição de regime permanente foi alcançada por meio da comparação quantitativa com os dados experimentais obtidos por Blay et al. (1992), definiu-se o problema da caracterização do escoamento, buscando identificar a combinação de temperatura e velocidade do ar insuflado capaz de proporcionar uma temperatura ajustada de 19 °C no ambiente, denominada de *T_alvo*, mantendo as demais condições físicas, geométricas e numéricas constantes.

Dessa forma, buscou-se avaliar a influência isolada dessas variáveis operacionais sobre o desempenho térmico do sistema, eliminando interferências associadas a outros

parâmetros. O problema de caracterização foi formulado como um estudo paramétrico baseado em variações discretas das condições de contorno de insuflação, adotando-se níveis representativos das condições operacionais usualmente empregadas em sistemas de climatização.

Para a execução das simulações computacionais foram selecionadas duas variáveis de controle (fatores): a temperatura de insuflamento do ar; e a velocidade de insuflamento do ar. Para ambas, foram considerados três níveis, conforme mostrado na Tabela 11.

Tabela 11: Níveis dos fatores aplicados à simulação.

Variável	Níveis		
Temperatura (°C)	9,0	12,0	15,0
Velocidade (m/s)	0,57	0,87	1,17

Fonte: Produzido pelo autor.

A combinação desses níveis resultou em um total de nove configurações distintas, correspondendo a um arranjo fatorial completo 3×3 . Essa abordagem permitiu avaliar de forma sistemática os efeitos individuais e combinados da temperatura e da velocidade do ar sobre o campo térmico do ambiente.

Cada uma das nove configurações foi simulada utilizando-se o mesmo domínio computacional, malha, modelo de turbulência, esquemas de discretização e parâmetros numéricos empregados na simulação de referência. Essa padronização foi adotada com a intenção de assegurar que as diferenças observadas nos resultados sejam exclusivamente atribuídas às variações das condições de insuflação.

Dessa forma, as simulações foram conduzidas mantendo-se o regime transiente até que fosse novamente observada a estabilização da temperatura, adotando-se o mesmo critério de análise da derivada temporal da temperatura no centro da cavidade. Para cada configuração, foram extraídos os campos de temperatura e velocidade, bem como valores médios representativos da região central do ambiente.

Assim, após a realização das nove simulações computacionais correspondentes às combinações de temperatura e velocidade de insuflamento definidas previamente, foram estabelecidas três métricas de desempenho com a intenção de quantificar, objetivamente, o comportamento térmico do sistema e permitir a comparação entre as diferentes condições de operação.

A escolha das métricas contemplou tanto o estado térmico final (permanente) quanto a dinâmica temporal do processo de resfriamento. A primeira métrica, denominada “ T_{centro} ”, corresponde à temperatura no centro geométrico da cavidade no final do tempo total de simulação, 960 segundos. Essa métrica foi adotada como indicador representativo da condição térmica atingida pelo ambiente em regime permanente.

A segunda métrica, denominada “ t_{alvo} ”, representa o tempo necessário para que a temperatura no centro da cavidade atinja a temperatura alvo $t_{alvo} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$. Diretamente, essa métrica está associada ao desempenho dinâmico do sistema, e foi utilizada como indicador da rapidez do processo de condicionamento térmico para cada combinação de temperatura e velocidade de insuflamento.

A terceira métrica, denominada ΔT_{centro} , foi definida como a diferença de temperatura no centro da cavidade entre o instante inicial da simulação, $t = 0 \text{ s}$, e o instante final, $t = 960 \text{ s}$. Essa métrica permitiu quantificar a variação térmica efetiva promovida pelo processo de refrigeração, fornecendo uma medida global da intensidade do processo de resfriamento ao longo do tempo analisado.

Após a coleta dos dados, para cada uma das nove configurações simuladas, os valores de T_{centro} , t_{alvo} , e ΔT_{centro} foram extraídos diretamente dos resultados numéricos, a partir do histórico temporal da temperatura no ponto central da cavidade. Os dados foram, então, tabelados em uma base estruturada, associando cada métrica aos respectivos valores de temperatura de insuflamento e velocidade de insuflamento utilizados em cada simulação. Essa organização possibilitou a análise comparativa entre os casos e forneceu o conjunto de dados necessários para a etapa subsequente de construção dos metamodelos.

O desempenho de cada configuração foi avaliado com base na capacidade de atingir e manter uma temperatura média próxima de $19 \text{ }^\circ\text{C}$, considerada como condição alvo do processo de caracterização da dinâmica térmica do escoamento. A comparação entre os resultados foi realizada quantitativamente, por meio da análise dos valores de temperatura obtidos em cada caso, e também, do tempo decorrido para se atingir a temperatura alvo determinada; e qualitativamente, considerando-se a distribuição espacial do campo térmico e o tempo decorrido até a obtenção da temperatura pretendida.

Com isso, analisou-se os dados com dois objetivos alvos: a configuração que apresenta a melhor aproximação da temperatura alvo, associada a um comportamento

térmico mais homogêneo; e a configuração que alcança a temperatura alvo no menor tempo. Dessa forma, foram identificadas como as condições otimizadas dentro do espaço de parâmetros analisado as que atenderam a estes dois objetivos.

Além disso, a estratégia empregada apresenta caráter geral, podendo ser aplicada a diferentes sistemas de climatização e ambientes internos, desde que respeitadas as hipóteses físicas e os critérios de validação adotados.

De forma complementar, com base nos dados obtidos através das simulações computacionais, foram desenvolvidos dois metamodelos utilizando-se a regressão para o estabelecimento de uma relação matemática explícita entre as variáveis de controle; temperatura e velocidade do ar insuflado na cavidade; e as métricas de desempenho definidas anteriormente.

A opção pela regressão justificou-se pela capacidade de interpretação e adequação desse tipo de modelo a estudos exploratórios e análises paramétricas em espaços de projetos com número limitado de pontos amostrais e réplicas. Dessa forma, a construção desses metamodelos buscou a elucidação da influência de cada variável de controle e suas interações sobre as métricas de desempenho quantificadas através dos dados obtidos.

Com isso, foram construídos metamodelos independentes para as métricas T_{centro} e t_{alvo} , considerando-as como variáveis dependentes, enquanto a temperatura e a velocidade de insuflamento foram tratadas como variáveis independentes, ou preditores. Cabe salientar, que os metamodelos foram concebidos em função da temperatura em um ponto central da cavidade, parametrizada em 19 °C, ou conforme denominada anteriormente, t_{alvo} .

De forma geral, o metamodelo adotado pode ser representado pela equação 72:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 T_{ins} + \beta_2 V_{ins} + \beta_3 T_{ins}^2 + \beta_4 V_{ins}^2 + \beta_5 T_{ins} V_{ins}, \quad (72)$$

onde Y representa a métrica de interesse, T_{ins} é a temperatura de insuflamento em °C, V_{ins} é a velocidade de insuflamento em m/s, e β_i são os coeficientes ajustados do modelo.

Os coeficientes obtidos a partir da regressão permitiram avaliar a influência relativa da temperatura e da velocidade de insuflamento sobre cada métrica analisada. Dessa maneira, a partir desses modelos, foi possível estimar tendências de comportamento do sistema dentro do domínio de variação dos parâmetros estudados, bem

como identificar combinações de variáveis com maior potencial para garantir a temperatura alvo em um menor tempo ou com maior estabilidade térmica.

A abordagem adotada caracterizou-se como um processo de otimização paramétrica baseada em DFC, no qual as simulações computacionais são utilizadas como ferramenta de apoio à tomada de decisão. Essa metodologia permite avaliar múltiplos cenários operacionais sem a necessidade de modificações físicas no sistema real, reduzindo custos e ampliando a compreensão dos fenômenos envolvidos.

Por fim, a metodologia aplicada combinou simulação DFC transiente, definição criteriosa de métricas de desempenho e metamodelagem por regressão, configurando uma abordagem sistemática e reproduzível para análise, caracterização e, futura, otimização de sistemas de climatização. O uso de métricas associadas tanto ao regime permanente quanto à resposta temporal permitiu uma avaliação mais abrangente do desempenho do processo de refrigeração, enquanto a construção de metamodelos reduz o custo computacional associado à exploração do espaço de parâmetros.

Essa estratégia apresenta caráter geral e pode ser aplicada a diferentes configurações e condições operacionais, desde que sejam respeitados os limites de validade do modelo numérico e das hipóteses adotadas.

Após o desenvolvimento dos metamodelos por regressão linear para as métricas da temperatura no centro da cavidade (T_{centro}) e tempo para atingir a temperatura alvo (t_{alvo}) realizou-se uma etapa de validação. O objetivo dessa etapa consistiu em verificar a capacidade preditiva do metamodelos quando aplicados a uma condição operacional não utilizada no processo de caracterização do escoamento, garantindo, assim, a robustez e a confiabilidade da abordagem proposta.

A validação foi fundamental para assegurar que os metamodelos não apenas reproduziram adequadamente os pontos amostrais utilizados em sua construção, mas também forneceram estimativas coerentes para condições intermediárias dentro do espaço amostral das variáveis de controle analisadas.

Com o objetivo de identificar os intervalos das variáveis de controle com os maiores desvios, realizou-se uma primeira validação através da comparação entre os valores obtidos nas nove simulações computacionais e os valores preditos pelos metamodelos para os valores de temperatura de insuflamento e velocidade de insuflamento até então simulados. Assim, foram analisados os desvios entre os dados das simulações e das previsões dos metamodelos para as métricas T_{centro} e t_{alvo} .

Posteriormente, após a análise dos desvios encontrados, executou-se mais três simulações computacionais com o objetivo de comparar os metamodelos com condições de entrada distintas daquelas adotadas até então e em intervalos que mostraram maiores desvios.

Dessa maneira, as condições de validação foram definidas a partir de valores intermediários das variáveis de controle, escolhidos dentro do intervalo previamente analisado. Assim, a temperatura de insuflamento para a nova rodada de simulações foi ajustada para os valores de 10 °C, 12 °C e 15 °C, e a velocidade de insuflamento foi ajustada para 1,0 m/s.

A escolha da temperatura igual a 10 °C justificou-se pela escolha de um ponto dentro do espaço amostral que não havia sido simulado anteriormente e, desejou-se após a construção dos metamodelos, avaliar a eficiência dos mesmos para um valor aleatório, dentro do intervalo previamente estabelecido. Já a escolha da temperatura de insuflamento igual a 12 °C e 15 °C se deu pela observação dos maiores desvios, em relação ao metamodelo da métrica t_{alvo} , nesses dois pontos.

A escolha da velocidade de insuflamento igual a 1,0 m/s ocorreu em função da observação dos maiores desvios do metamodelo para a métrica t_{alvo} concentrados próximo às velocidades de insuflamento maiores e, também, para a comparação com um ponto aleatório, dentro do intervalo do espaço amostral, que não havia sido simulado anteriormente.

Com isso, a escolha desses valores permitiu avaliar o desempenho dos metamodelos em uma região representativa do espaço analisado, evitando extrapolações e buscando que a comparação fosse realizada dentro dos limites de validade das regressões desenvolvidas.

Adicionalmente, a simulação computacional foi realizada em regime transiente, e utilizou o modelo numérico previamente validado, mantendo-se inalterados a geometria do domínio computacional; a malha computacional; o modelo de fechamento de turbulência k- ω SST; os esquemas de discretização temporal e espacial e, os parâmetros de solução e critérios de convergência.

Com isso, a avaliação da capacidade preditiva dos metamodelos foi realizada por meio da comparação direta entre os valores das métricas T_{centro} e t_{alvo} obtidos pela simulação computacional e aqueles estimados pelos metamodelos, considerando-se tanto

a magnitude das diferenças absolutas quanto a coerência das tendências físicas observadas.

Essa comparação foi feita com a intenção de verificar se os metamodelos foram capazes de reproduzir (caracterizar) adequadamente: o valor final de temperatura no centro da cavidade; e a ordem de grandeza e o comportamento do tempo necessário para atingir a temperatura alvo. A concordância entre os resultados obtidos através da simulação computacional e as previsões dos metamodelos constitui um indicativo da adequação da regressão linear como ferramenta de aproximação dentro do domínio de parâmetros analisados.

Dessa forma, a inclusão dessa etapa de validação procurou reforçar o rigor metodológico do presente trabalho, ao demonstrar que os metamodelos desenvolvidos possuem capacidade de generalização para condições operacionais intermediárias. Além disso, a estratégia adotada estabeleceu um procedimento sistemático que poderia ser estendido para a validação de metamodelos mais complexos ou para incorporação de novas variáveis de controle em estudos futuros.

4. RESULTADOS

4.1 Convecção Forçada em Regime Laminar.

Em primeiro lugar, a análise dos resultados obtidos consistiu na comparação entre as linhas de corrente geradas pela simulação do modelo deste estudo, implementada no algoritmo “*buoyantSimpleFoam*”, com as linhas de correntes apresentadas por Mioralli et al. (2017). As linhas de corrente mostradas na Figura 14 são dos escoamentos com número de Reynolds 50, 100 e 500, todos com o número de Prandtl igual a 5,0.

Na análise comparativa entre as linhas de corrente geradas pelas simulações destes casos de estudo mostra-se que as mesmas são similares àquelas produzidas por Mioralli et al. (2017). O incremento do número de Reynolds revelou o aumento das recirculações nos cantos inferior esquerdo e superior direito, assim como o surgimento de uma recirculação maior na parte central da cavidade, para Reynolds 100 e 500, em consonância com Mioralli et al. (2017).

Figura 14: Comparativo entre linhas de corrente, com $Pr=5,0$. Presente trabalho, à esquerda, coloridas com a magnitude de velocidade, Mioralli et al. (2017) à direita:

a) $Re = 50$; b) $Re = 100$; c) $Re = 500$.

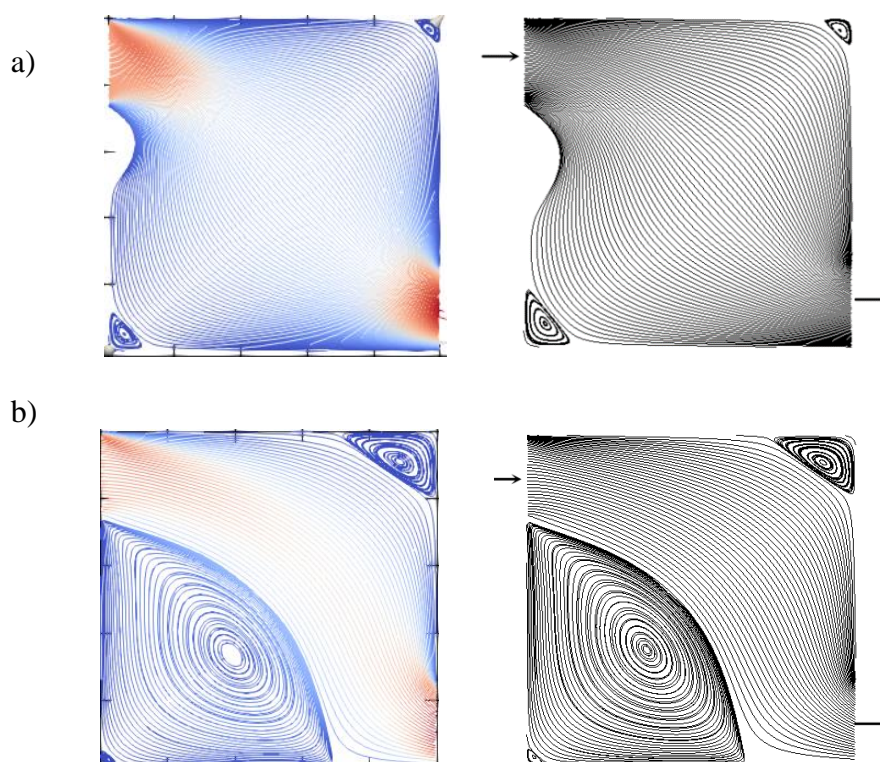
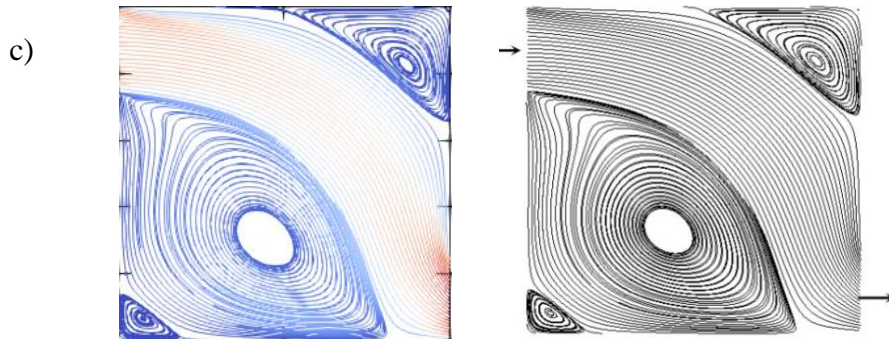


Figura 14: Continuação



Fonte: Produzido pelo autor.

O comparativo segue com a análise dos campos de vetores de velocidade gerados para escoamentos com números de Reynolds 50,100 e 500 e número de Prandtl igual a 5,0 (Figura 15).

Figura 15: Comparativo entre campos de vetores de velocidade, com $Pr=5,0$. Presente trabalho, à esquerda, coloridas com a magnitude de velocidade; Mioralli et al. (2017) à direita: a) $Re = 50$; b) $Re = 100$; c) $Re = 500$.

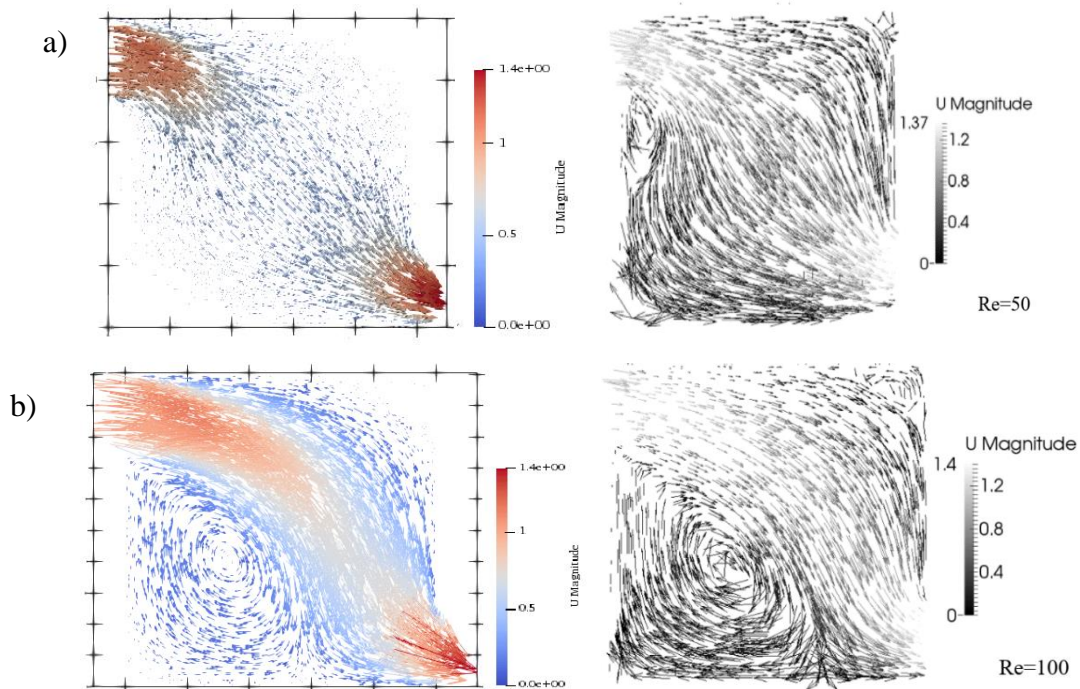
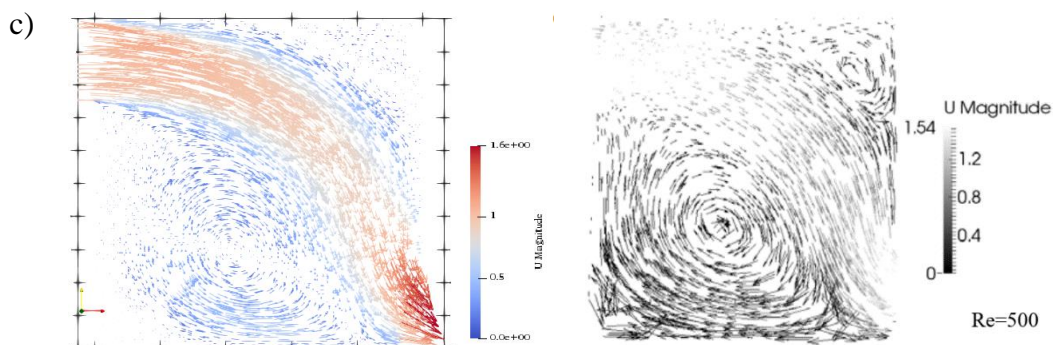


Figura 15: Continuação



Fonte: Produzido pelo autor.

Nos campos de velocidade obtidos, demonstra-se a presença de maiores magnitudes de velocidade ao longo do escoamento de ar, que entra pela parte superior da cavidade e sai através do canto inferior esquerdo. Para Reynolds 50, as componentes da velocidade têm um decaimento no centro da cavidade, voltando a aumentar próximo da saída. Para Reynolds 100 e 500, percebe que o escoamento apresenta menores velocidades nas recirculações e próximo aos cantos da cavidade em conformidade com o que também mostrou Mioralli et al. (2017). Por último, as máximas velocidades estimadas nas simulações apresentaram erros menores que 5% em comparação com os resultados obtidos por Mioralli et al. (2017), conforme mostrado na Tabela 12.

Tabela 12: Desvio percentual relativo da velocidade máxima em comparação com Mioralli et al. (2017).

	Velocidade – U (m/s)		
	Re = 50	Re = 100	Re = 500
Presente Trabalho	1,40	1,40	1,60
Mioralli et al. (2017)	1,37	1,40	1,54
Desvio (%)	2,18	0,00	3,90

Fonte: Produzido pelo autor.

Prosseguindo com a análise dos resultados, comparou-se os isocontornos de temperatura obtidos nas nove variações entre número de Reynolds e Prandtl simuladas com aqueles disponíveis no trabalho de Mioralli et al. (2017) (Figura 16).

Figura 16: Isocontornos de Temperatura. a) $Re = 50$, $Pr = 0,7$; b) $Re = 50$, $Pr = 3$; c) $Re = 50$, $Pr = 5$; d) $Re = 100$, $Pr = 0,7$; e) $Re = 100$, $Pr = 3$; f) $Re = 100$, $Pr = 5$; g) $Re = 500$, $Pr = 0,7$; h) $Re = 500$, $Pr = 3$; i) $Re = 500$, $Pr = 5$. Presente trabalho (esquerda); Mioralli et al. (2017) (direita).

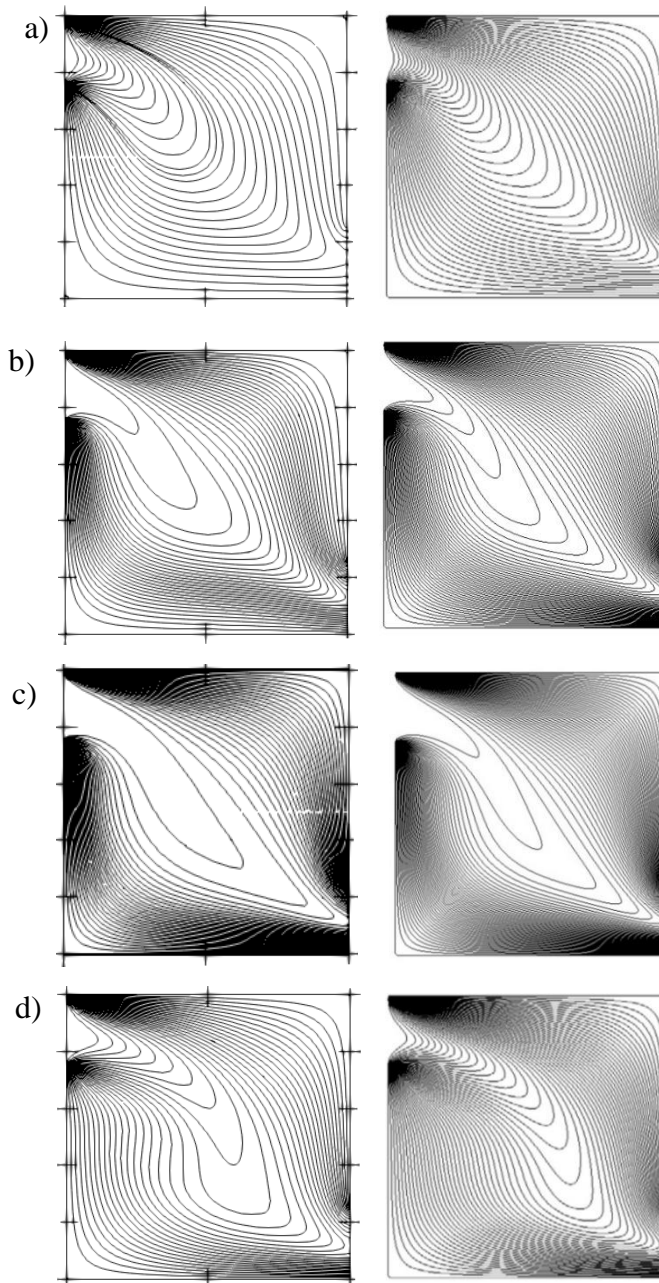
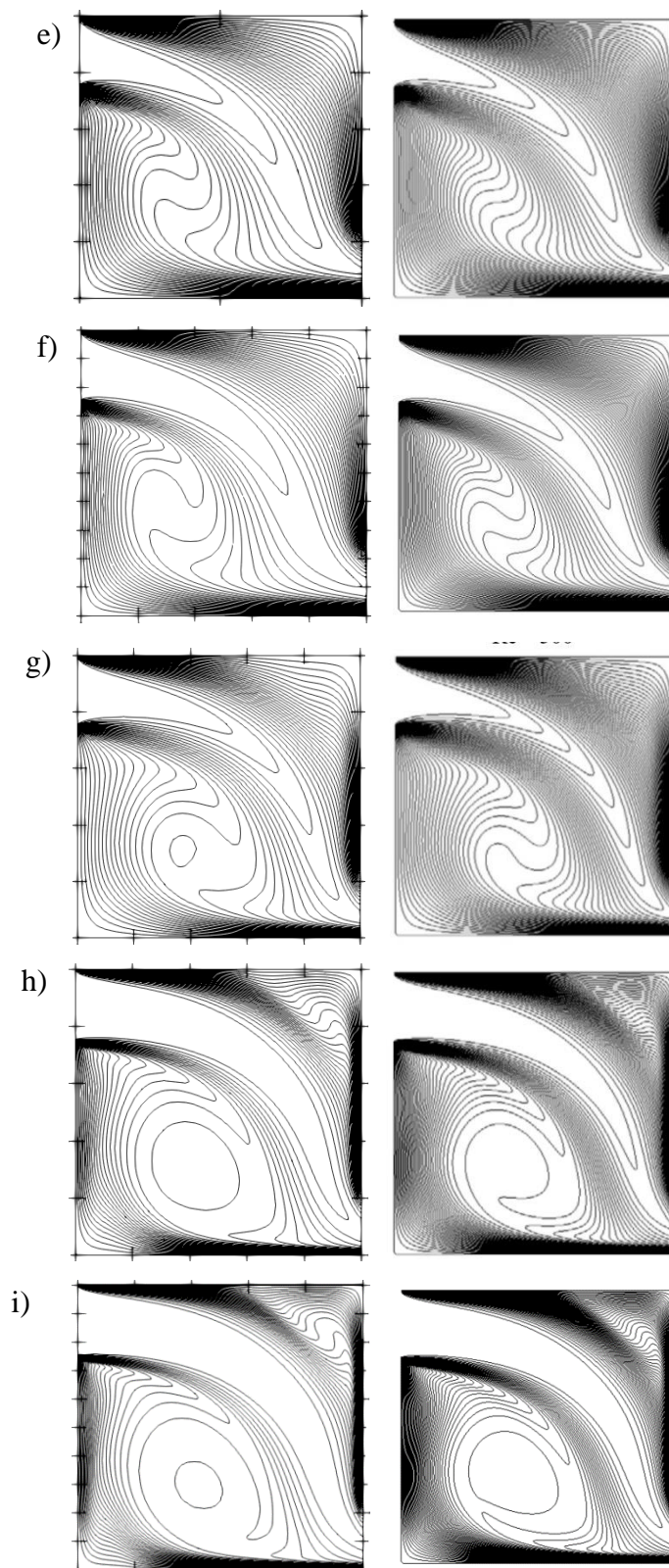


Figura 16: Continuação



Fontes: Produzido pelo autor.

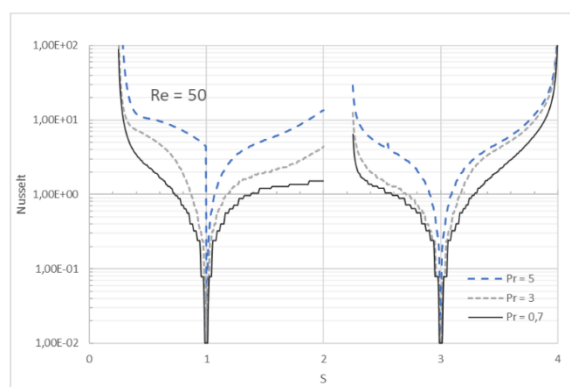
A observação dos isocontornos de temperatura obtidos no presente trabalho mostra a similaridade com os dados de Mioralli et al. (2017). Para $Re = 50$ e $Pr = 0,7$ a distribuição espacial da temperatura é moderada exceto próximo à entrada de ar. Variando-se Pr para 3,0, nota-se uma maior distribuição da temperatura no interior da cavidade e nos gradientes de temperatura na entrada e na saída. Para $Pr = 5,0$, os gradientes próximos da entrada e da saída ficam mais intensos.

Ao aumentar o número de Reynolds de 50 para 100 é observada a mesma evolução da distribuição espacial da temperatura e de seus gradientes, à medida que se incrementa o número de Prandtl, com o aparecimento gradual das zonas de entrada e saída e dos contornos das recirculações na zona central da cavidade.

Já para $Re = 500$, o aumento do número de Pr faz com que os gradientes de temperatura se tornem mais intensos, notadamente próximo às paredes e das regiões de entrada e saída. Mioralli et al. (2017) comenta que na zona de interface entre o fluxo de ar e a recirculação central existe um gradiente de temperatura acentuado, o que é um indicativo de troca de energia térmica entre o fluido de entrada e a zona de recirculação. Nas Figuras 16.g, 16.h e 16.i são mostradas, também, a presença desse gradiente, corroborando Mioralli et al. (2017).

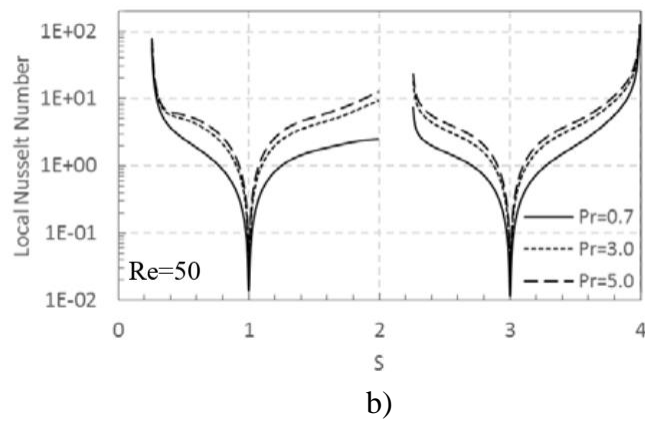
A última parte da análise dos dados da validação trata dos valores de Nusselt local, Nusselt médio, de cada parede, e da média dos números de Nusselt médios encontrados na cavidade. As Figuras 17, 18 e 19 trazem os comparativos entre os valores do número de Nusselt local de cada parede encontrados neste trabalho e os valores obtidos por Mioralli et al. (2017) para $Re = 50$, $Re = 100$ e $Re = 500$.

Figura 17: Gráficos de Nusselt local para $Re = 50$: a) Presente Trabalho; b) Mioralli et al. (2017).

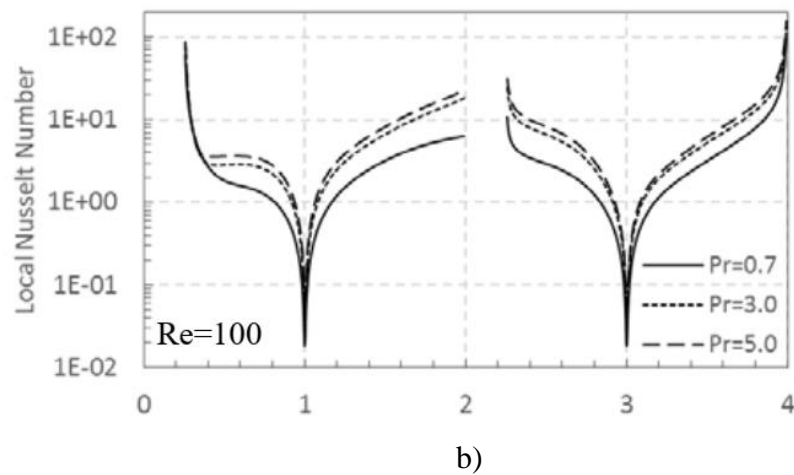
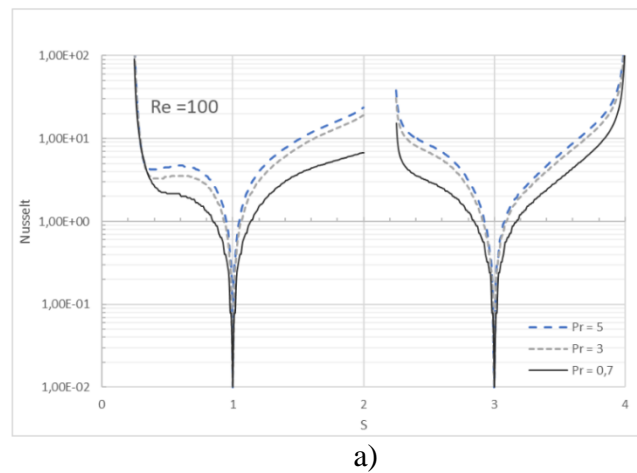


a)

Figura 17: Continuação.

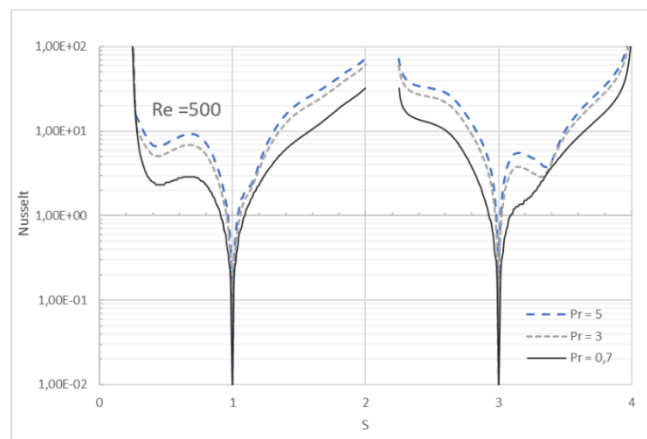


Fonte: Produzido pelo autor.

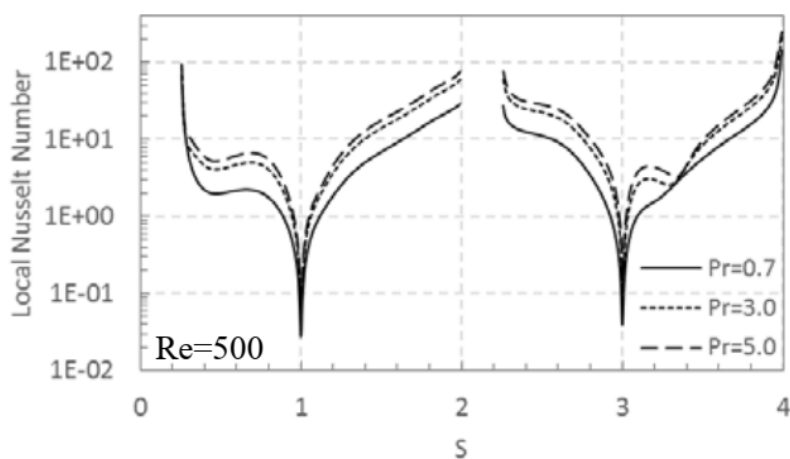
Figura 18: Gráficos de Nusselt local para $Re = 100$: a) Presente Trabalho; b) Mioralli et al. (2017).

Fonte: Produzido pelo autor.

Figura 19: Gráficos de Nusselt local para $Re = 500$: a) Presente Trabalho; b) Mioralli et al. (2017).



a)



b)

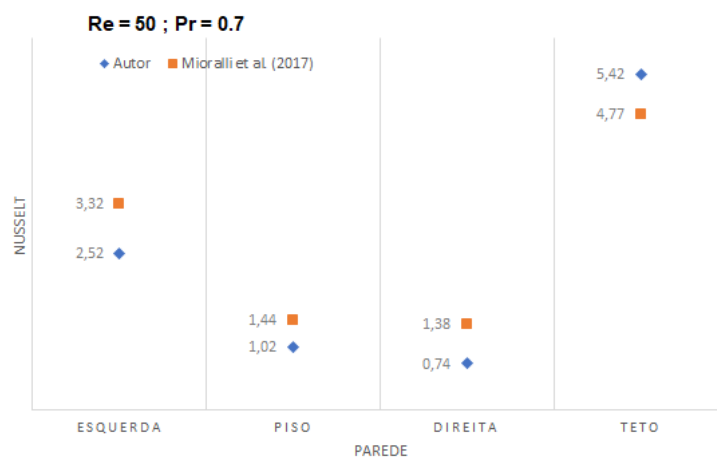
Fonte: Produzido pelo autor.

Os gráficos indicam que, independentemente do número de Reynolds adotado, o número de Nusselt é máximo na entrada e na saída de ar, diminuindo ao longo da parede, até ser nulo nos cantos inferior esquerdo e superior direito, onde também se pode visualizar a presença das recirculações conforme pode ser observado na Figura 14. De uma forma geral, é possível perceber que ao fixar um valor para Re , o aumento de Pr gera um aumento do número de Nusselt indicando um incremento na troca de calor através das paredes.

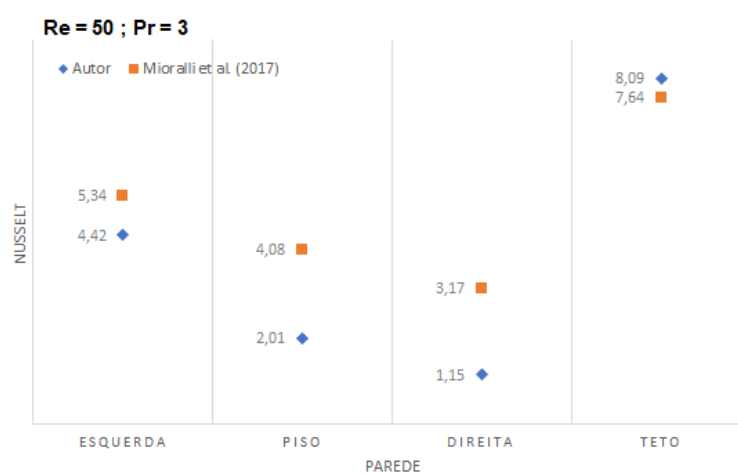
Outro parâmetro avaliado nos resultados obtidos foi o número de Nusselt local médio de cada parede. Ou seja, após a obtenção dos dados mostrados nas Figuras 17, 18

e 19, foi feito o cálculo do número de Nusselt médio de cada parede, representado nas Figuras 20, 21 e 22.

Figura 20: Nusselt local médio nas paredes para $Re = 50$: a) $Pr = 0,7$; b) $Pr = 3$; c) $Pr = 5$.

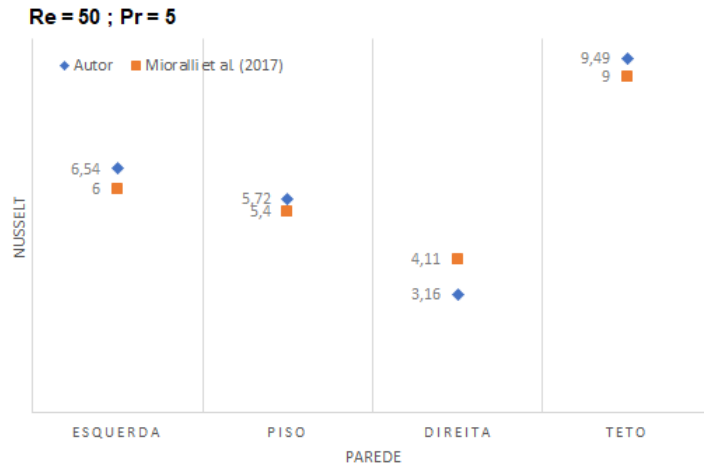


a)



b)

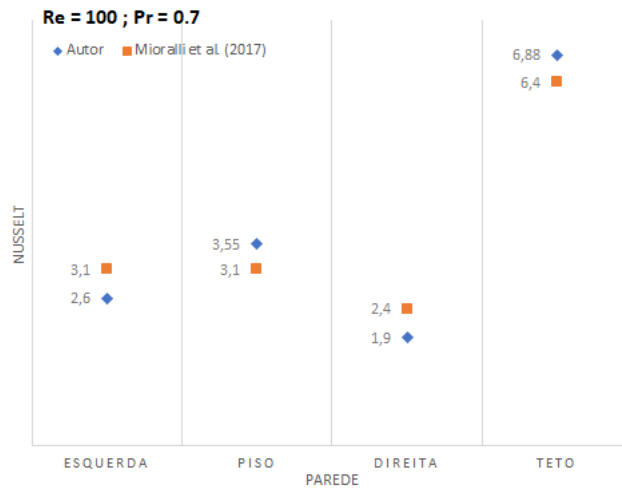
Figura 20: Continuação.



c)

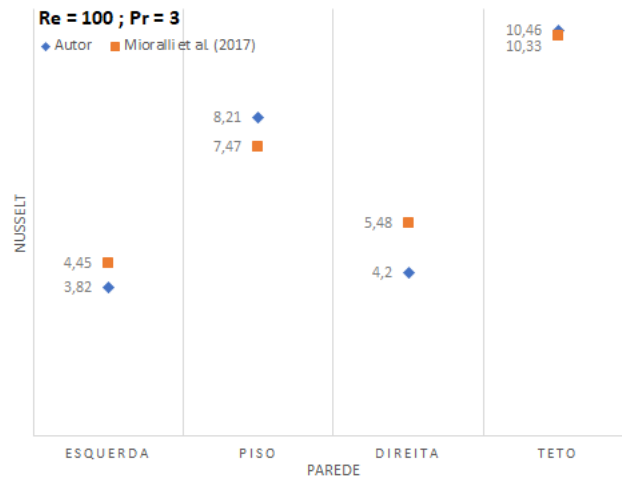
Fonte: Produzido pelo Autor.

Figura 21: Nusselt local médio nas paredes para Re = 100: a) Pr = 0,7; b) Pr = 3; c) Pr = 5.

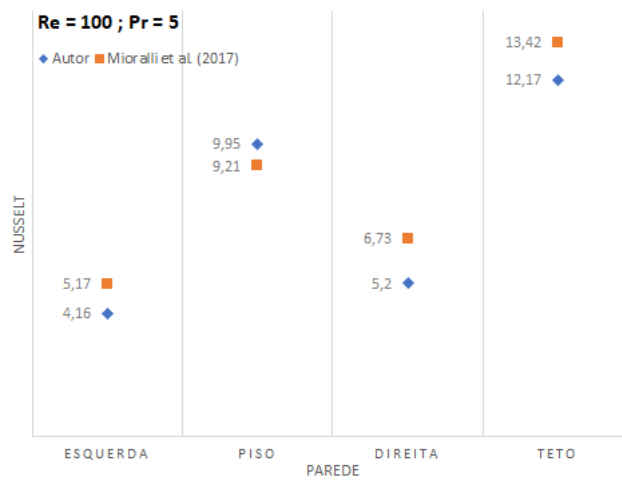


a)

Figura 21: Continuação.



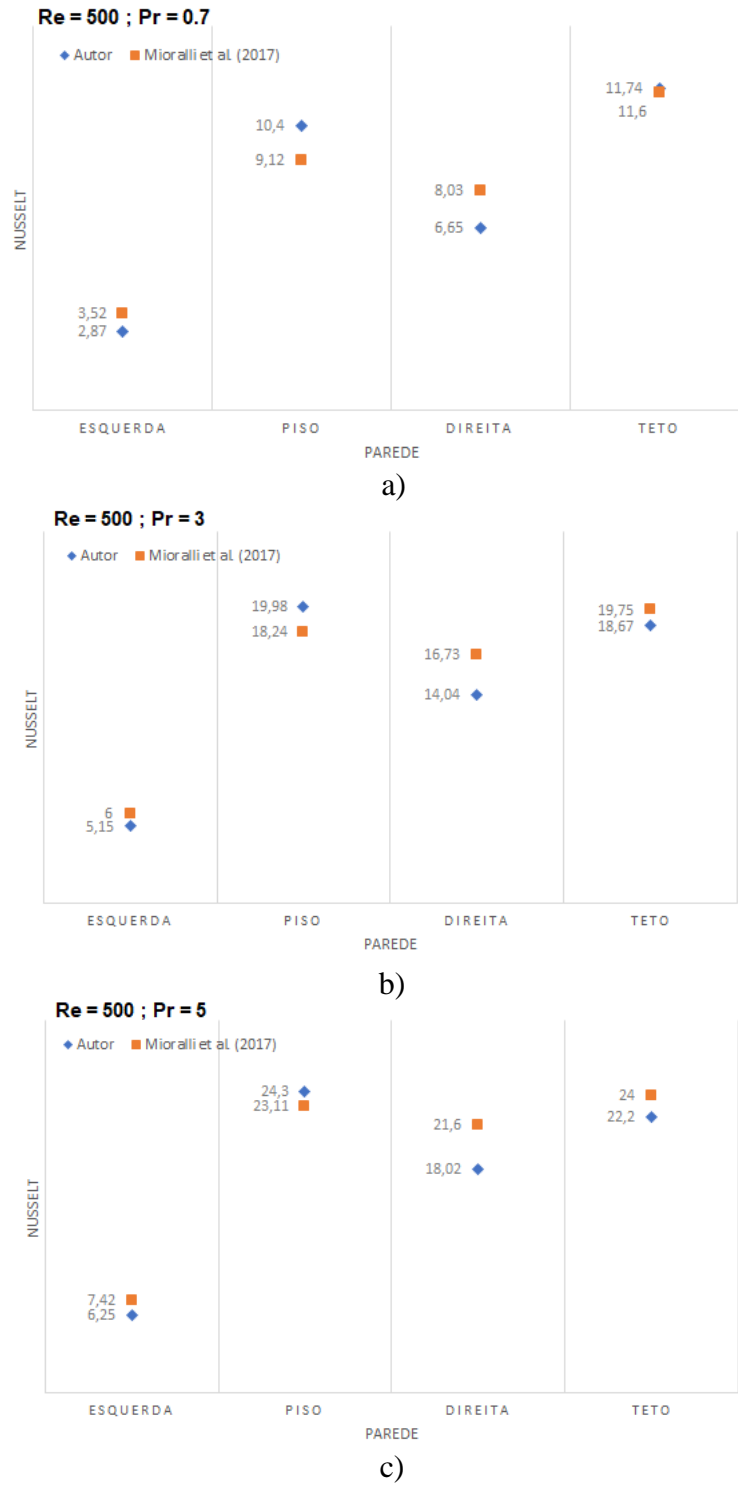
b)



c)

Fonte: Produzido pelo Autor.

Figura 22: Nusselt local médio nas paredes para $Re = 500$: a) $Pr = 0,7$; b) $Pr = 3$; c) $Pr = 5$.



Fonte: Produzido pelo Autor.

Os dados mostrados nas Figuras 20, 21 e 22 permitem inferir que para um mesmo número de Reynolds, o aumento do número de Prandtl acarretou o aumento do número de Nusselt médio de cada parede em decorrência da acentuação do gradiente térmico.

Ademais, o teto foi o local que apresentou os maiores números de Nusselt para todas as combinações de Re e Pr, provavelmente em função da dinâmica do jato de entrada e do gradiente térmico acentuado nessa região

O piso e a parede direita foram os locais que apresentaram os maiores valores de Nu com Pr constante e Re variando de 50 até 500, conforme mostrado na Tabelas 13, 14 e 15.

Tabela 13: Variação do número de Nusselt médio de cada parede para Pr = 0,7.

Parede	Pr = 0,7			Aumento (x)
	Re = 50	Re = 100	Re = 500	
Esquerda	2,52	2,60	2,87	0,14
Piso	1,02	3,55	10,40	9,17
Direita	0,74	1,90	6,65	7,93
Teto	5,42	6,88	11,74	1,16

Fonte: Produzido pelo Autor.

Tabela 14: Variação do número de Nusselt médio de cada parede para Pr = 3.

Parede	Pr = 3,0			Aumento (x)
	Re = 50	Re = 100	Re = 500	
Esquerda	4,42	3,82	5,15	0,17
Piso	2,01	8,21	19,98	8,93
Direita	1,15	4,20	14,04	11,24
Teto	8,09	10,46	18,67	1,31

Fonte: Produzido pelo Autor.

Tabela 15: Variação do número de Nusselt médio de cada parede para Pr = 5.

Parede	Pr = 5,0			Aumento (x)
	Re = 50	Re = 100	Re = 500	
Esquerda	6,54	4,16	6,25	-0,04
Piso	5,72	9,95	24,30	3,25
Direita	3,16	5,20	18,02	4,71
Teto	9,49	12,17	22,20	1,34

Fonte: Produzido pelo Autor.

O mesmo comportamento foi observado quando o número de Reynolds foi fixado e variou-se o número de Prandtl, para o caso $Re = 50$, o número de Nusselt médio do piso aumentou 4,6 vezes no intervalo de $Pr = 0,7$ até $Pr = 5$, como mostrado nas Tabelas 16, 17 e 18:

Tabela 16: Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Re = 50$.

Re = 50	Pr			Aumento (x)
	0,7	3	5	
Parede				
Esquerda	2,52	4,42	6,54	1,59
Piso	1,02	2,01	5,72	4,60
Direita	0,74	1,15	3,16	3,24
Teto	5,42	8,09	9,49	0,75

Fonte: Produzido pelo Autor.

Tabela 17: Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Re = 100$.

Re = 100	Pr			Aumento (x)
	0,7	3	5	
Parede				
Esquerda	2,60	3,82	4,16	0,60
Piso	3,55	8,21	9,95	1,80
Direita	1,90	4,20	5,20	1,74
Teto	6,88	10,46	12,17	0,77

Fonte: Produzido pelo Autor.

Tabela 18: Variação do número de Nusselt médio de cada parede para $Re = 500$.

Re = 500	Pr			Aumento (x)
	0,7	3	5	
Parede				
Esquerda	2,87	5,15	6,25	1,18
Piso	10,40	19,98	24,30	1,34
Direita	6,65	14,04	18,02	1,71
Teto	11,74	18,67	22,20	0,89

Fonte: Produzido pelo Autor.

Obtidos os números de Nusselt local médio de cada parede para cada uma das nove combinações de Re e Pr , os números de Nusselt local da cavidade estão expostos nas Tabelas 19, 20 e 21:

Tabela 19: Valores do número de Nusselt médio da cavidade para $Re = 50$.

Re = 50	Nu_cavidade		
	Pr		
	0,7	3	5
Presente Trabalho	2,77	4,48	6,23
Mioralli et al. (2017)	3,16	5,53	6,65
Desvio Relativo (ϵ)	-0,1388	-0,2354	-0,0682

Fonte: Produzido pelo Autor.

Tabela 20: Valores do número de Nusselt médio da cavidade para $Re = 100$.

Re = 100	Nu_cavidade		
	Pr		
	0,7	3	5
Presente Trabalho	4,27	7,63	8,99
Mioralli et al. (2017)	4,23	7,42	9,19
Desvio Relativo (ϵ)	0,0094	0,0270	-0,0221

Fonte: Produzido pelo Autor.

Tabela 21: Valores do número de Nusselt médio da cavidade para $Re = 500$.

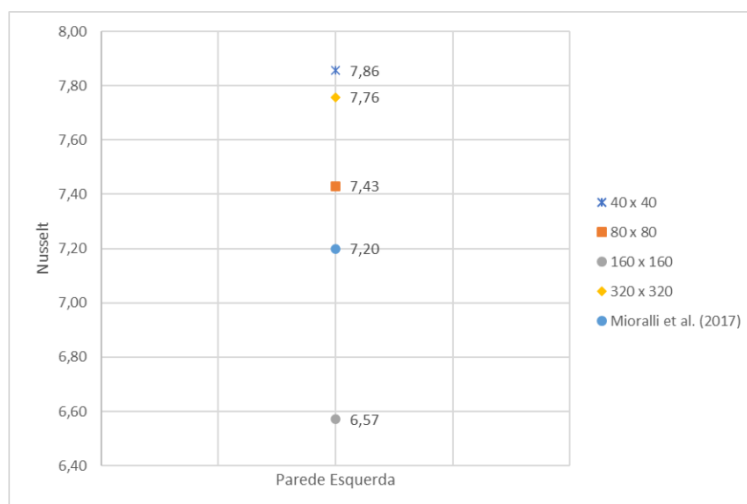
Re = 500	Nu_cavidade		
	Pr		
	0,7	3	5
Presente Trabalho	9,04	16,53	20,22
Mioralli et al. (2017)	8,69	16,00	20,07
Desvio Relativo (ϵ)	0,0390	0,0319	0,0074

Fonte: Produzido pelo Autor.

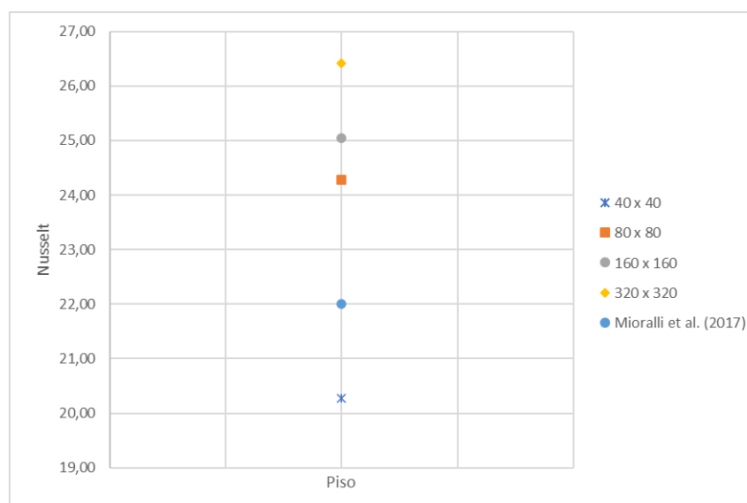
A análise dos números de Nusselt médio da cavidade em cada um dos nove casos simulados mostra que o maior desvio relativo entre este estudo e Mioralli et al. (2017) foi verificado, especificamente, no caso em que $Re = 50$ e $Pr = 3$, possivelmente, por conta do comportamento do piso e da parede direita, que nesses casos em questão, foi o que apresentou maior diferença com o comportamento evidenciado por Mioralli et al. (2017).

O refinamento de malha executado possibilitou a comparação entre o número de Nusselt local médio de cada parede, obtido com simulações que começaram com uma malha 40×40 , refinada, duplicando a quantidade de pontos em cada direção, até uma malha 320×320 , com os valores encontrados pelo estudo de Mioralli et al. (2017). Na Figura 23 estão representados graficamente os resultados obtidos para um escoamento com $Re = 500$ e $Pr = 5$.

Figura 23: Nusselt local médio das paredes para $Re = 500$ para vários refinos de malha e $Pr = 5$. a) Parede esquerda; b) Piso; c) Parede direita; d) Teto.

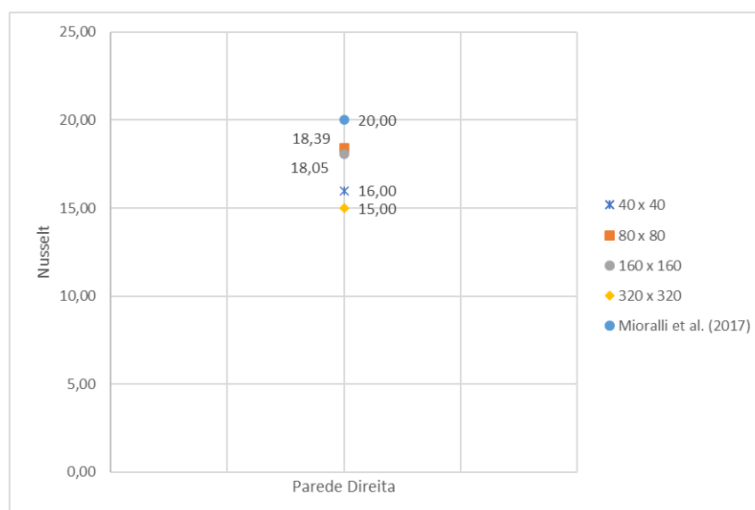


a)

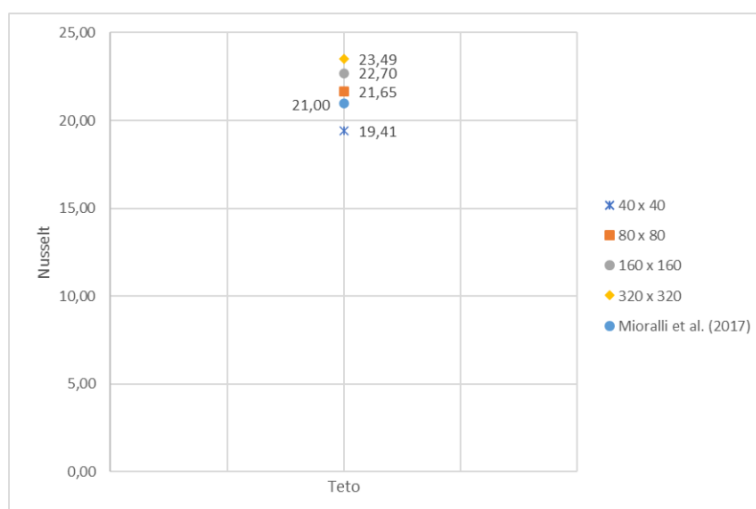


b)

Figura 23: Continuação.



c)



d)

Fonte: Produzido pelo Autor.

A comparação entre o número de Nusselt médio da cavidade obtido pelas simulações com refinamento e o valor encontrado por Mioralli et al. (2017) permitiu observar que, mesmo com diferenças nos valores médios para as paredes entre este estudo e o publicado por Mioralli et al. (2017), ao realizar o refinamento da malha, a média do número de Nusselt da cavidade encontrado se manteve próxima aos dados comparados. Na Tabela 22 apresenta-se os valores numéricos de Nu médio.

Tabela 22: Valores de número de Nusselt médio obtido para cada refinamento.

Malha	Re = 500; Pr = 5,0
	\overline{Nu}
40 x 40	18,15
80 x 80	20,5
160 x 160	20,68
320 x 320	20,76
Mioralli et al. (2017)	20,07

Fonte: Produzido pelo autor.

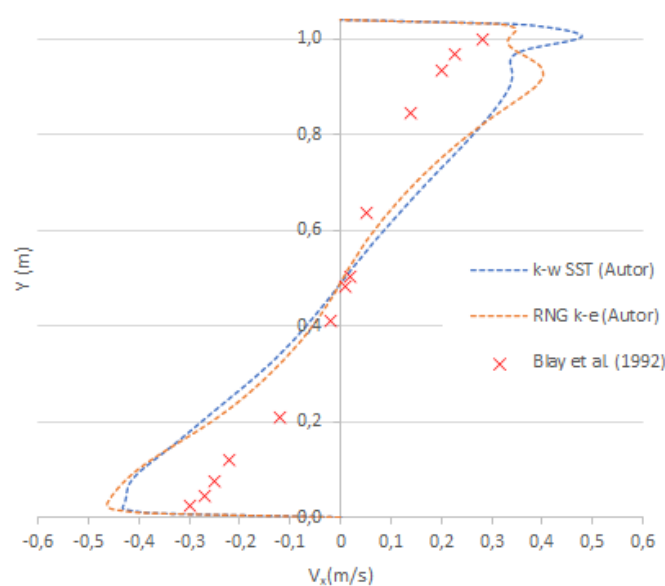
4.2 Convecção Mista em Regime Turbulento.

4.2.1 Regime Permanente

Em primeiro lugar, realizou-se a análise quantitativa dos resultados obtidos através da comparação entre os perfis de velocidade e temperatura gerados nas simulações em regime permanente do modelo do presente trabalho e os perfis experimentais apresentados por Blay et al. (1992).

Ressalta-se que o escoamento turbulento foi simulado com dois modelos de fechamento de turbulência, o RNG k- ϵ e o k- ω SST. Os perfis de velocidade obtidos do escoamento em um plano vertical central ($X/L = 0,5$) são mostrados na Figura 24.

Figura 24: Perfis de velocidade no plano vertical $X/L = 0,5$.



Fonte: Produzido pelo autor.

A análise comparativa entre os perfis de velocidade gerados no presente trabalho mostrou que os modelos propostos próximo às paredes inferior e superior superestimaram a velocidade em relação ao exposto por Blay et al. (1992), tanto para a modelagem RNG k- ϵ quanto para k- ω SST. Entretanto, próximo da zona central da cavidade, os modelos tiveram uma melhor previsão do perfil de velocidade devido às características inerentes desses fechamentos da turbulência

Na Tabela 23 apresenta-se os desvios entre os valores da velocidade encontrados por este estudo e os dados de Blay et al. (1992) em cinco alturas distintas em um plano que passa pelo centro da cavidade.

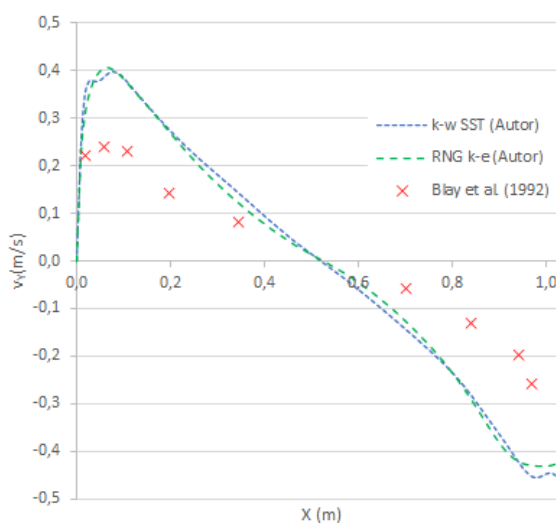
Tabela 23: Desvios em (m/s) entre os perfis de velocidade gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $X/L = 0,5$.

Modelo	Y (m)				
	0,05	0,1	0,5	0,6	0,9
RNG k- ϵ	0,161	0,152	0,012	0,041	0,20
k- ω SST	0,153	0,148	0,010	0,061	0,13

Fonte: Produzido pelo autor.

De forma similar, foi feita a comparação do perfil de velocidade para um plano horizontal central em $Y/L = 0,5$.

Figura 25: Perfis de velocidade no plano horizontal central em $Y/L = 0,5$.



Fonte: Produzido pelo autor.

A análise comparativa entre os perfis de velocidade gerados no presente trabalho mostrou que os modelos propostos, próximo das paredes esquerda e direita da cavidade, superestimaram a velocidade em relação ao exposto por Blay et al. (1992), tanto para a modelagem RNG k- ϵ quanto para k- ω SST. Esse achado deve-se às estimativas das funções de parede adotadas por estes fechamentos de turbulência.

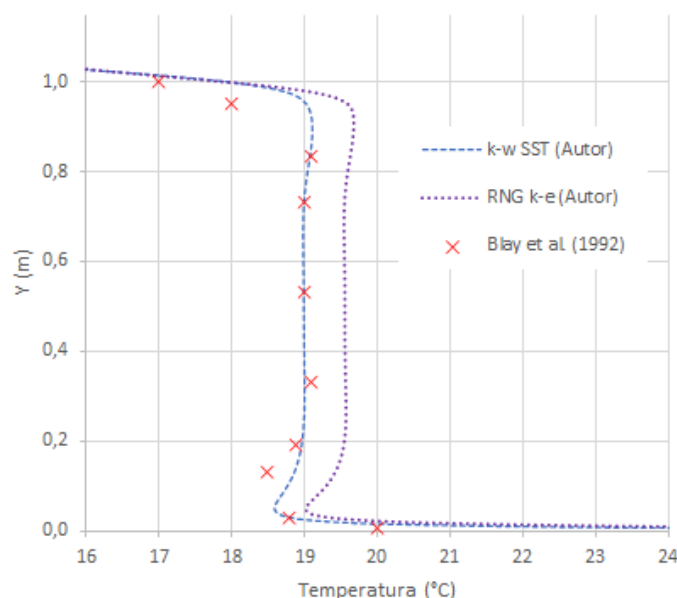
Na Tabela 24 apresenta-se os desvios entre os valores da velocidade encontradas por este estudo e os dados de Blay et al. (2016) em cinco alturas distintas em um plano que passa pelo centro da cavidade em $Y/L = 0,5$.

Tabela 24: Desvios em (m/s) entre os perfis de velocidade gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $Y/L = 0,5$.

Modelo	X (m)				
	0,05	0,1	0,3	0,8	0,97
RNG k- ϵ	0,164	0,145	0,038	0,162	0,171
k- ω SST	0,143	0,145	0,058	0,152	0,193

Fonte: Produzido pelo autor.

Figura 26: Perfis de temperatura no plano vertical central ($X/L = 0,5$).



Fonte: Produzido pelo autor.

Para os perfis de temperatura a comparação foi feita de forma similar, comparando-se os resultados obtidos com as simulações dos modelos de fechamento da

turbulência $k-\omega$ SST e RNG $k-\varepsilon$ e os dados experimentais obtidos por Blay et al. (1992) para observar as diferenças nas previsões de temperatura (Figura 26).

Em relação ao perfil de temperatura, observou-se que o modelo $k-\omega$ SST, na zona central, na região próxima à parede superior e na região próxima à parede inferior aproximou-se mais dos dados experimentais em comparação com o modelo RNG $k-\varepsilon$.

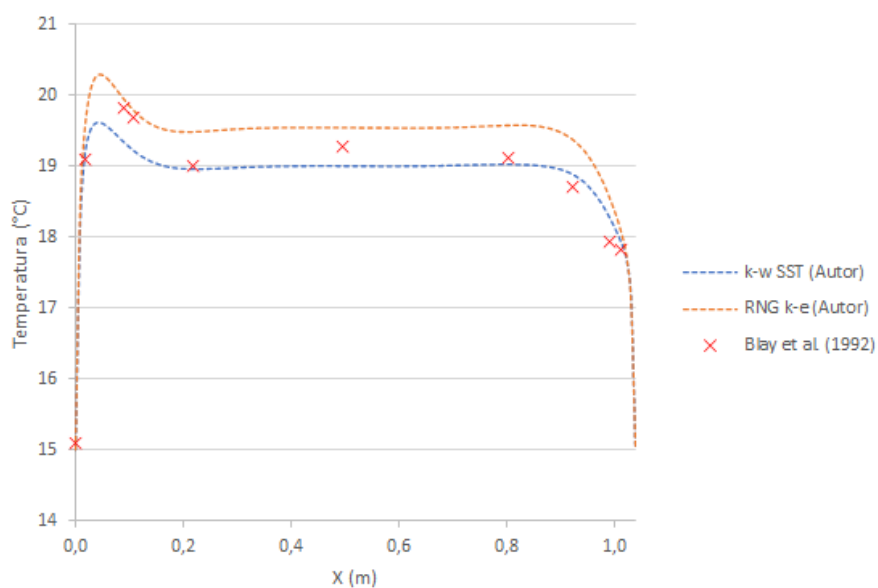
Na Tabela 25 são apresentados os desvios entre as temperaturas obtidas pelas simulações em relação aos valores validados por Blay et al. (1992) em cinco alturas distintas em um plano que passa pelo centro da cavidade. Para o plano horizontal central da cavidade ($Y/L=0,5$) o perfil de temperatura obtido está apresentado na Figura 27.

Tabela 25: Desvios em ($^{\circ}\text{C}$) entre os perfis de temperatura gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $X/L = 0,5$.

Modelo	X (m)				
	0,03	0,1	0,5	0,8	1,0
RNG $k-\varepsilon$	0,34	0,92	0,55	0,52	0,53
$k-\omega$ SST	0,07	0,37	0,002	0,015	0,76

Fonte: Produzido pelo autor.

Figura 27: Perfis de temperatura no plano horizontal central ($Y/L = 0,5$).



Fonte: Produzido pelo autor.

Em relação ao perfil de temperatura, notou-se que, para a zona central horizontal da cavidade, os valores experimentais situaram-se entre as previsões do modelo $k-\omega$ SST e do modelo RNG $k-\varepsilon$, com ligeira tendência a coincidir com a previsão do modelo $k-\omega$ SST.

Na Tabela 26 são apresentados os desvios entre as temperaturas obtidas pelas simulações em relação aos valores validados por Blay et al. (1992) em cinco alturas distintas em um plano que passa pelo centro da cavidade.

Tabela 26: Desvios em ($^{\circ}\text{C}$) entre os perfis de temperatura gerados pela simulação e os valores de Blay et al. (1992) em $Y/L = 0,5$.

Modelo	X (m)				
	0,03	0,1	0,5	0,8	1,0
RNG $k-\varepsilon$	0,46	0,14	0,26	0,45	0,23
$k-\omega$ SST	0,07	0,44	0,28	0,10	0,09

Fonte: Produzido pelo autor.

Seguindo a análise dos resultados encontrados, realizou-se a análise qualitativa comparando-se os campos de velocidades obtidos nas simulações com aqueles descritos por Blay et al. (1992) (Figura 28).

Figura 28: Comparativo dos campos de velocidade em regime turbulento: a) Modelo RNG $k-\varepsilon$ (esquerda), Blay et al. (1992) (direita); b) Modelo $k-\omega$ SST (esquerda), Blay et al. (1992) (direita).

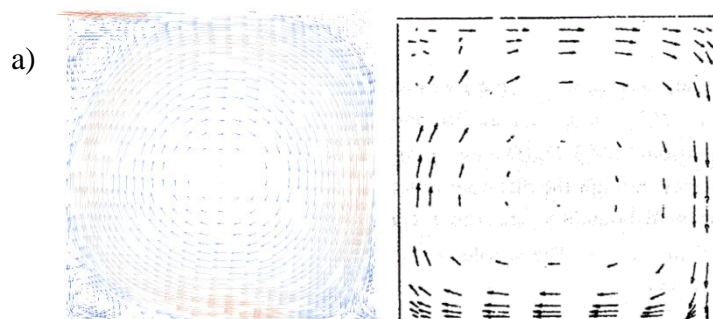
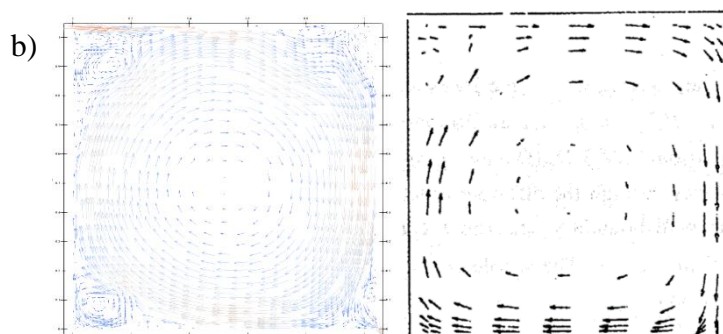


Figura 28: Continuação.



Fonte: Produzido pelo autor.

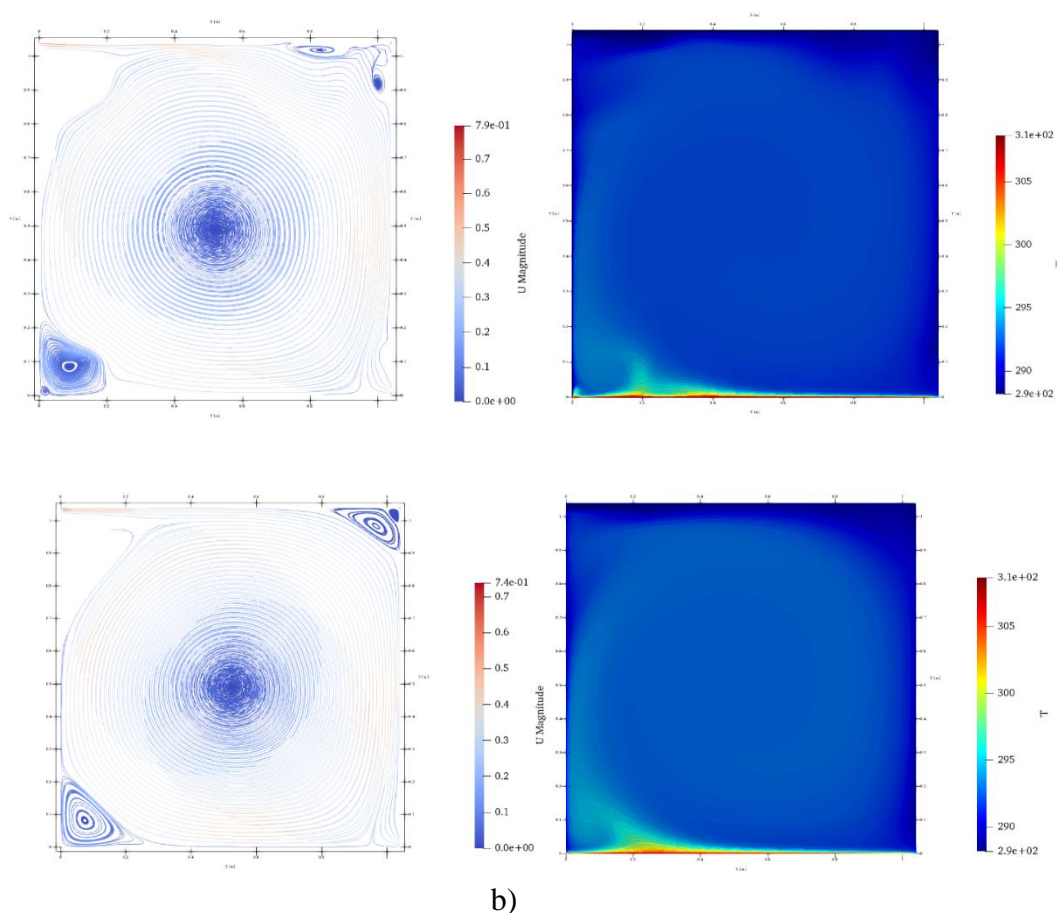
Conforme observado, nos modelos de fechamento da turbulência observa-se que o campo de velocidade se estabelece no sentido horário, assim como os dados experimentais. Entretanto, ambos mostraram uma recirculação no canto inferior esquerdo que não foi obtido por Blay et al. (1992).

Embora no trabalho de Blay et al. (1992) não haja registros de linhas de contorno de velocidade e temperatura, o presente trabalho obteve os isocontornos dessas grandezas, e seguem apresentados na Figura 29.

Como mencionado anteriormente, os isocontornos de velocidade dos dois modelos permitem a visualização de recirculações no canto inferior esquerdo e no canto superior direito.

Ademais, observou-se que o comportamento dos isocontornos de temperaturas representou bem próximo o que foi obtido por Blay et al. (1992). A temperatura na zona central da cavidade ficou próxima aos $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ (292 K), e próximo à parede inferior, os isocontornos apresentaram maiores valores, em função das condições de contorno, com temperatura constante no valor de $35,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($308,5\text{ K}$).

Figura 29: Isocontornos de velocidade (esquerda) e temperatura (direita) em regime turbulento: a) Modelo $k-\omega$ SST; b) Modelo RNG $k-\epsilon$.



Fonte: Produzido pelo autor.

4.2.2 Regime Transiente

Após a validação dos modelos numéricos desenvolvidos neste trabalho, em regime permanente, por meio da comparação com os dados experimentais apresentados por Blay et al. (1992), a análise foi estendida para o regime transiente, com o objetivo de avaliar a capacidade do modelo em reproduzir a evolução temporal do campo térmico no interior da cavidade.

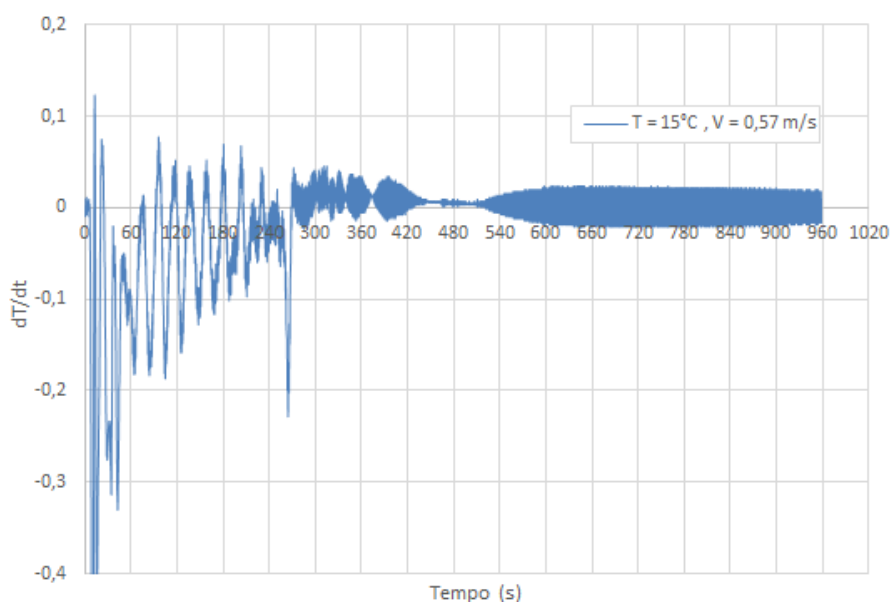
Particularmente, esta etapa é relevante, uma vez que muitos processos de climatização e ventilação operam sob condições transientes, especialmente durante a partida do sistema e em situações de variação da carga térmica.

Com base nos resultados obtidos no regime permanente, foi selecionado o modelo de fechamento $k-\omega$ SST para a modelagem da turbulência, em razão de seu desempenho

na representação de escoamentos com gradientes acentuados de velocidade e na região próxima às paredes, características típicas do escoamento analisado.

Então, a primeira etapa da análise consistiu na avaliação da variação temporal da temperatura com o objetivo de verificar a estabilização do campo térmico e, conseqüentemente, a obtenção do regime estacionário. A Figura 30 mostra como a derivada temporal da temperatura no centro da cavidade se comportou ao longo do tempo de simulação:

Figura 30: Variação temporal da temperatura no centro da cavidade.



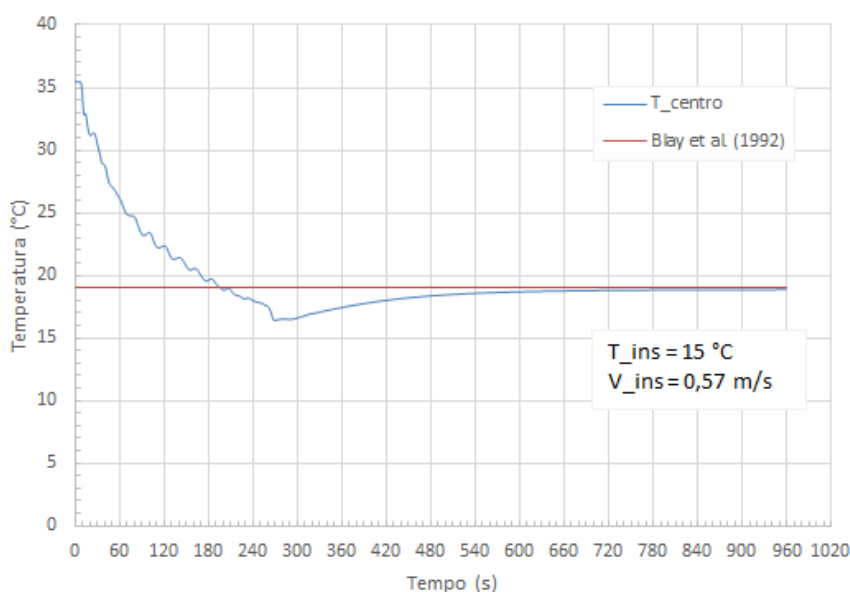
Fonte: Produzido pelo autor.

Pela observação do gráfico é possível observar picos mais contundente no início da simulação em função da iniciação dos campos de velocidade, pressão e turbulência. Após esse intervalo, a derivada temporal da temperatura começa a se estabilizar próximo a zero a partir dos 540 segundos de simulação. Após este instante de tempo, a variação temporal da média da temperatura se estabiliza, o que permite concluir que o regime se tornou estatisticamente permanente.

Assim, uma vez confirmada a estabilização térmica do sistema, procedeu-se com a comparação quantitativa entre os resultados numéricos e os dados experimentais de Blay et al. (1992), para a posição central da cavidade, por se tratar de uma posição representativa do comportamento térmico global do escoamento.

Os valores experimentais obtidos por Blay et al. (1992) representados na Figura 26 e Figura 27, permitem concluir que no ponto central ($x/L=0,5$ e $y/L=0,5$) da cavidade, em regime permanente, a temperatura é próxima de 19 °C. Com isso, é possível avaliar a evolução temporal da temperatura no centro da cavidade em comparação com a temperatura atingida no regime permanente (Figura 31).

Figura 31: Evolução temporal da temperatura no centro da cavidade.



Fonte: Produzido pelo autor.

Dessa forma, os valores obtidos através da simulação computacional, no ponto central ao serem confrontados com aqueles medidos experimentalmente nos planos vertical e horizontal que contém o ponto geométrico central da cavidade, permitiu avaliar a concordância pontual dos valores de temperatura e, também, a capacidade do modelo proposto neste trabalho em reproduzir a simetria e a distribuição térmica observadas experimentalmente.

De forma geral, observou-se uma boa concordância entre os resultados oriundos da simulação computacional e os dados obtidos de forma experimental, tanto no plano vertical quanto no plano horizontal. Sendo assim, isso indica que o modelo foi capaz de capturar adequadamente os principais mecanismos físicos associados à transferência de energia térmica e ao escoamento do fluido no interior da cavidade no regime transiente.

Adicionalmente, verificou-se no regime transiente o desempenho satisfatório do modelo de fechamento para turbulência $k-\omega$ SST. Isso pode ser atribuído à sua formulação

híbrida, que combina funcionalidades do modelo $k-\omega$ nas regiões próximas às paredes com as funcionalidades do modelo $k-\varepsilon$ no escoamento fora da camada limite.

Além disso, a correta previsão da evolução temporal da temperatura indica que o acoplamento entre as equações de quantidade de movimento linear e de energia foi adequadamente tratado, permitindo representar de forma consistente os efeitos de convecção mista presente no caso estudado.

4.3 Processo de caracterização termofluidodinâmica do escoamento

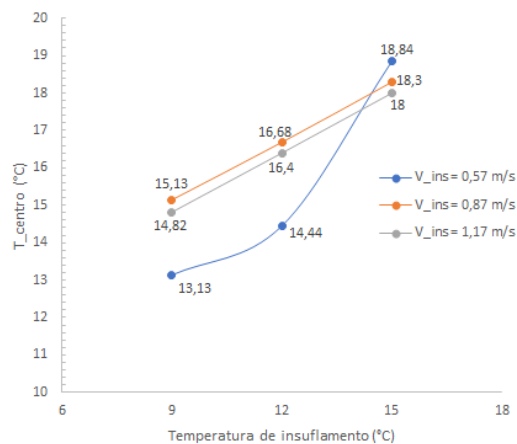
Com base na metodologia de caracterização do escoamento adotada, foram analisadas as nove configurações resultantes da combinação de três níveis de temperatura de insuflamento (9, 12 e 15 °C) e três níveis de velocidade de insuflamento (0,57; 0,87; 1,17 m/s). Para cada configuração, foram avaliadas as métricas T_{centro} , t_{alvo} e ΔT_{centro} , permitindo uma análise conjunta do desempenho térmico final, da dinâmica temporal de resfriamento e da intensidade global de variação térmica no ponto central da cavidade.

Essa abordagem possibilitou identificar não apenas a configuração que atingiu a temperatura alvo de forma mais eficiente, mas também compreender os mecanismos físicos associados à influência das variáveis operacionais sobre o comportamento térmico do sistema.

Em primeiro lugar, analisou-se a relação entre a temperatura de insuflamento (T_{ins}) e as métricas avaliadas. A observação dos gráficos que relacionam essa variável de controle com as métricas evidenciou uma dependência do desempenho térmico em relação a esta variável. Para a temperatura no centro da cavidade, ao final do tempo de simulação, (T_{centro}) a relação com a temperatura de insuflamento está representada na Figura 32.

Pela análise da Figura 32, percebe-se que a menor temperatura no ponto central da cavidade foi alcançada com a combinação de temperatura de insuflamento de 9 °C e velocidade de insuflamento de 0,57 m/s. Além disso, é possível inferir que para uma mesma velocidade de insuflamento a temperatura final no centro da cavidade será menor quanto menor a temperatura de insuflamento e maior quanto maior for a temperatura de insuflamento.

Figura 32: Comportamento da temperatura no centro da cavidade em função da temperatura de insuflamento.



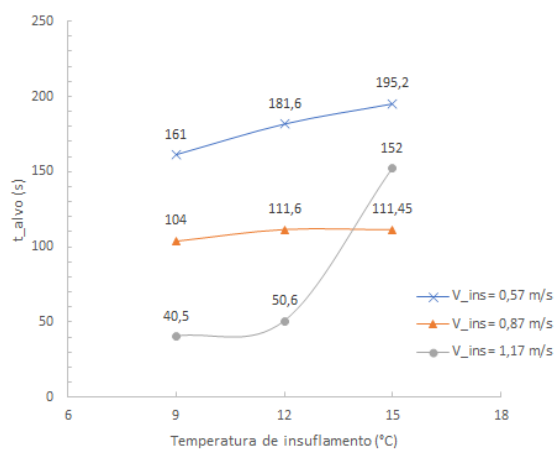
Fonte: Produzido pelo autor.

Com isso, em relação à métrica T_{centro} , verificou-se um aumento da temperatura final no centro da cavidade à medida que a temperatura de insuflamento é elevada. Para a menor velocidade analisada (0,57 m/s), graficamente é possível notar que esse aumento é maior em relação às outras velocidades, o que pode indicar que, em regimes de menor renovação de ar, a temperatura de insuflamento exerce papel dominante no controle térmico do ambiente.

A Figura 33 permite evidenciar que a métrica t_{alvo} teve seu valor mínimo atingido pela combinação de temperatura de insuflamento de 9 °C e velocidade de insuflamento de 1,17 m/s. Também se notou que, para uma mesma velocidade de insuflamento, o aumento da temperatura de insuflamento implica em um maior tempo para se alcançar a temperatura alvo.

Dessa forma, observou-se que o tempo para atingir a temperatura alvo (t_{alvo}) tende a aumentar com o aumento da temperatura de insuflamento, independentemente da velocidade considerada. Fisicamente, esse comportamento era esperado, uma vez que temperaturas de insuflamento mais elevadas reduzem o gradiente térmico entre o ar insuflado e o ambiente, diminuindo assim a taxa de remoção de energia.

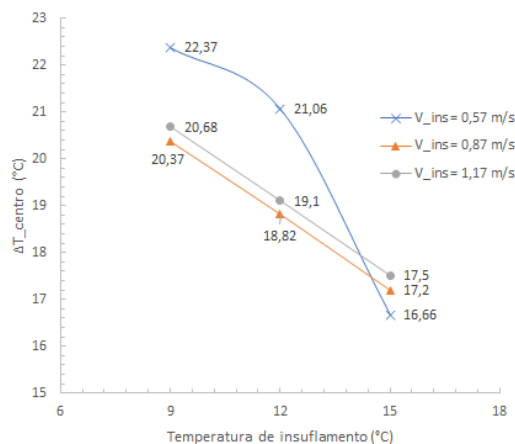
Figura 33: Tempo para se alcançar a temperatura alvo em função da temperatura de insuflamento.



Fonte: Produzido pelo autor.

Para métrica ΔT_{centro} a relação com a temperatura de insuflamento está graficamente representada na Figura 34.

Figura 34: Diferencial de temperatura do centro da cavidade em função da temperatura de insuflamento.



Fonte: Produzido pelo autor.

Na Figura 34 permite-se avaliar que o maior diferencial de temperatura no centro da cavidade entre o início e o fim da simulação foi obtido com a temperatura de insuflamento de 9 °C e velocidade de insuflamento de 0,57 m/s. Para uma mesma velocidade de insuflamento o aumento da temperatura de insuflamento provoca uma

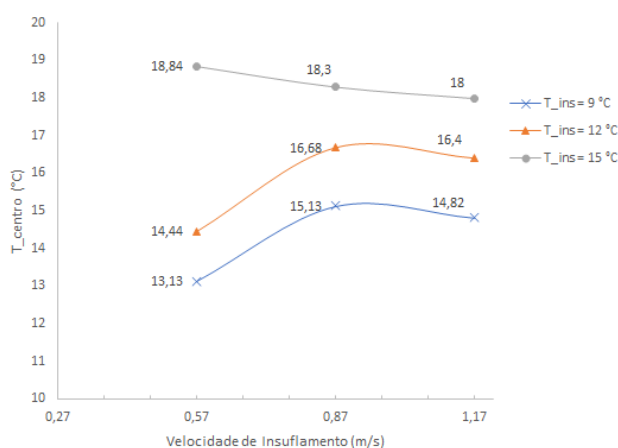
menor diferença de temperatura, ou seja, diminuiu-se a taxa de remoção de calor da cavidade.

Nesse sentido, a métrica ΔT_{centro} apresentou uma redução consistente com o aumento da temperatura de insuflamento, indicando que menores variações térmicas globais ocorrem quando o ar insuflado está mais próximo da temperatura final desejada. Esse resultado evidenciou uma relação inerente entre a velocidade de resfriamento e o intervalo de variação térmica, relevante para critérios de conforto e eficiência energética.

Na sequência, foi analisada a relação entre as métricas definidas e a velocidade de insuflamento (V_{ins}). Na análise dos gráficos observa-se um comportamento distinto daquele previamente observado para a temperatura de insuflamento.

Para a temperatura no centro da cavidade ao final do tempo de simulação (T_{centro}) a relação com a velocidade de insuflamento está representada na Figura 35.

Figura 35: Temperatura do centro da cavidade em função da velocidade de insuflamento.



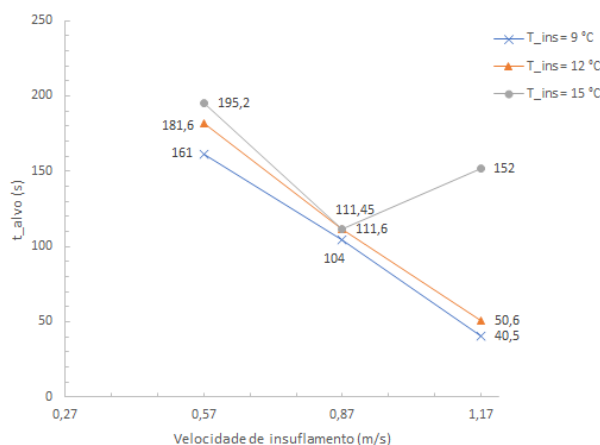
Fonte: Produzido pelo autor.

Graficamente, na Figura 35 observa-se que a influência da velocidade de insuflamento sobre T_{centro} foi menos acentuada do que a temperatura de insuflamento. Para a condição de temperatura de insuflamento de 15 °C, o incremento da velocidade de insuflamento diminuiu em menos de 1 °C a temperatura final do centro da cavidade. No entanto, para as temperaturas de 9 °C e 12 °C, o comportamento da temperatura final no centro foi o oposto, ou seja, o incremento da velocidade de insuflamento aumentou a temperatura final no centro da cavidade.

Portanto, notou-se que, para determinadas condições, o aumento da velocidade resultou em variações relativamente pequenas da temperatura final no centro da cavidade, o que pode sugerir que a velocidade atuou predominantemente sobre a dinâmica temporal, e não sobre o valor final atingido em regime permanente.

Já a relação encontrada entre a velocidade de insuflamento e o tempo para se alcançar a temperatura alvo (t_{alvo}) está graficamente demonstrada na Figura 36.

Figura 36: Tempo para alcançar a temperatura alvo em função da velocidade de insuflamento.



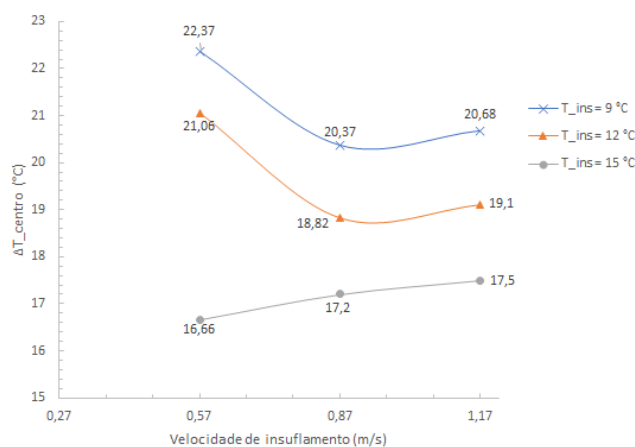
Fonte: Produzido pelo autor.

Na Figura 36, de modo geral, expõem-se que o aumento da velocidade de insuflamento conduziu a uma redução do tempo para se alcançar a temperatura alvo (t_{alvo}). Para a temperatura de insuflamento de 15 °C, o incremento da velocidade de insuflamento proporcionou um t_{alvo} mínimo para a velocidade de 0,87 m/s. Já para as demais condições de temperatura, o incremento de velocidade reduziu o t_{alvo} até seus menores valores para a velocidade de 1,17 m/s.

Esse comportamento pode indicar que o aumento da vazão de ar, em função do aumento da velocidade de insuflamento mantendo-se a área de insuflamento constante, intensificou os mecanismos convectivos e, possibilitaria uma transferência de energia térmica mais eficiente, o que poderia acelerar o processo de condicionamento térmico.

Para métrica ΔT_{centro} a relação com a velocidade de insuflamento está graficamente representada na Figura 37.

Figura 37: Diferencial de temperatura do centro da cavidade em função da velocidade de insuflamento.



Fonte: Produzido pelo autor.

Em relação à métrica ΔT_{centro} , na análise dos resultados mostrados na Figura 37 mostra-se que velocidade mais elevadas tenderam a produzir variações térmicas globais menores, sobretudo, em temperaturas de insuflamento de 9 °C e 12 °C. Contudo, para a temperatura de insuflamento de 15 °C, o aumento da velocidade de insuflamento provocou um incremento na diferença de temperatura inicial e final do centro da cavidade, porém, inferior a 1,0 °C.

Dessa maneira, a análise conjunta das três métricas evidencia que nenhuma variável isolada foi suficiente para caracterizar o desempenho ótimo do sistema. Quando se avalia o desempenho do sistema através do prisma da diminuição do tempo para obtenção da temperatura alvo, o incremento da velocidade de insuflamento mostrou-se mais eficiente nesse objetivo do que a diminuição da temperatura de insuflamento (Figura 36).

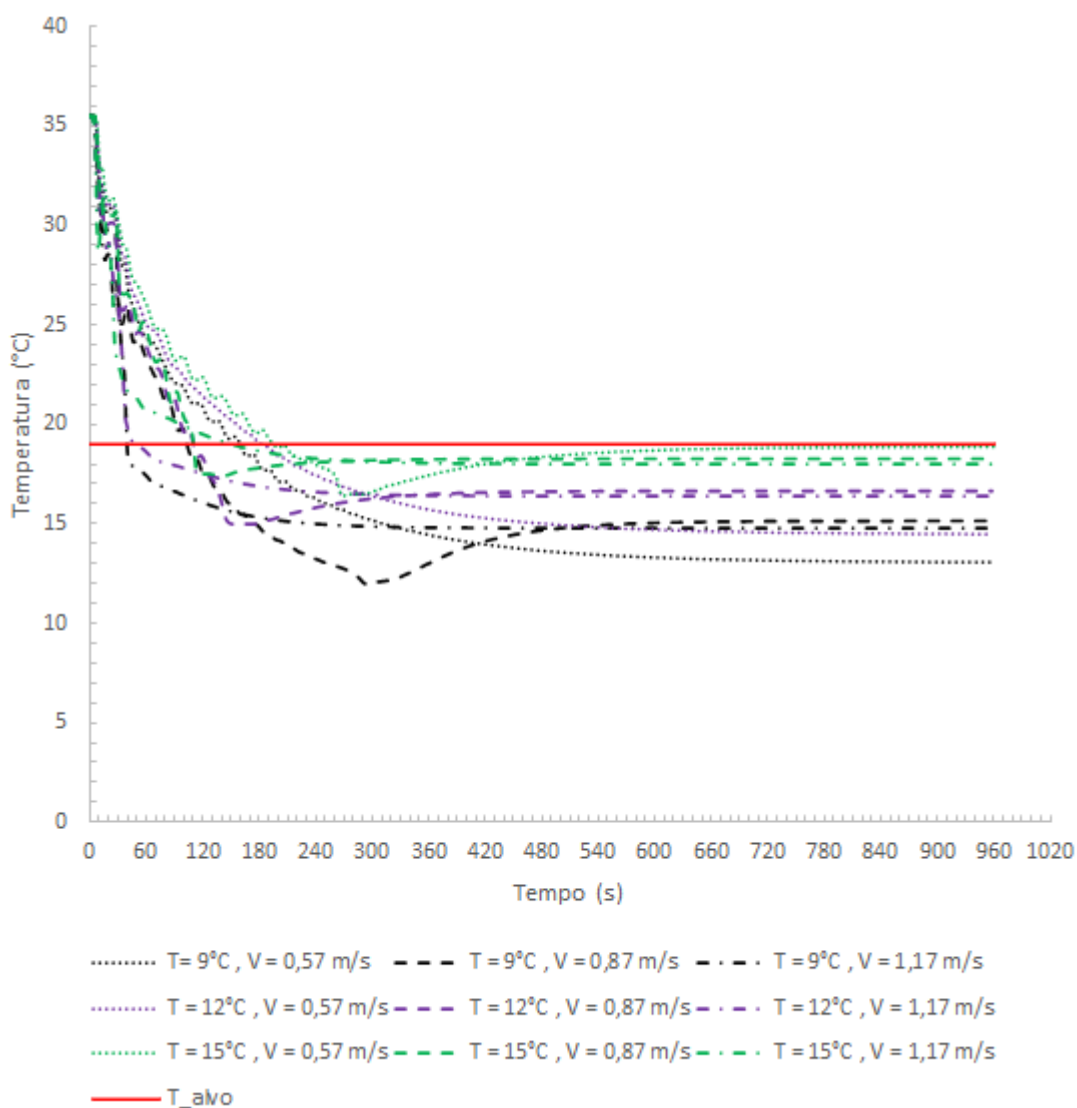
Por outro lado, temperaturas de insuflamento mais baixas favoreceram a amplitude térmica através de menores valores de T_{centro} , e indicaram uma maior taxa de transferência de energia térmica através de maiores valores de ΔT_{centro} .

Os resultados obtidos corroboraram a adequação da metodologia de caracterização proposta, baseada na combinação de simulações de DFC transientes, de métricas de desempenho fisicamente significativas e da análise comparativa sistemática. Nesse sentido, a utilização das métricas T_{centro} , t_{alvo} e ΔT_{centro} permitiu capturar

diferentes aspectos do desempenho térmico, evitando conclusões baseadas exclusivamente em valores médios ou em estados finais do sistema.

Na Figura 38 mostra-se graficamente a evolução temporal da temperatura no centro da cavidade para cada uma das nove combinações de temperatura e velocidade de insuflamento.

Figura 38: Evolução temporal da temperatura no centro da cavidade.



Fonte: Produzido pelo autor.

Ou seja, dentro do espaço amostral de parâmetros analisado, observou-se que as configurações intermediárias de temperatura e velocidade de insuflamento tenderam a apresentar um equilíbrio mais favorável entre a velocidade de resfriamento, estabilidade

térmica e proximidade da temperatura alvo, caracterizando-se assim, como candidatas naturais à condição otimizada.

Com a análise dos resultados demonstra-se que a caracterização das condições de insuflamento envolve um compromisso entre eficiência temporal, controle térmico final e intensidade da variação térmica. A metodologia adotada mostrou-se eficaz em identificar esse compromisso e fornecer subsídios técnicos para a seleção da configuração operacional mais adequada ao objetivo de atingir uma temperatura ajustada de 19 °C.

4.3.1 *Metamodelos para as métricas T_{centro} e t_{alvo}*

A última parte deste trabalho concentrou-se na análise dos metamodelos construídos para avaliar as métricas T_{centro} e t_{alvo} . Os resultados obtidos no processo de caracterização do escoamento forneceram uma base consistente para a construção de metamodelos por regressão linear, visto que, evidenciaram tendências claras e coerentes com os princípios físicos da convecção mista em ambientes internos.

A construção de metamodelos por regressão linear permite extrapolar o comportamento do sistema térmico para além dos nove pontos discretos simulados computacionalmente, o que possibilitou uma análise contínua do espaço de projeto definido pelas variáveis de controle temperatura de insuflamento (T_{ins}) e velocidade de insuflamento (V_{ins}).

Os gráficos de superfície e as curvas paramétricas associadas às métricas T_{centro} e t_{alvo} fornecem uma representação clara das tendências globais do sistema e permitem discutir, de forma integrada, os efeitos individuais e combinados dessas variáveis operacionais.

Para a métrica T_{centro} o metamodelo obtido é representado na Equação 73.

$$T_{centro} = 0,1 + 0,05T_{ins} + 26,1V_{ins} + 0,0515T_{ins}^2 - 9,24V_{ins}^2 - 0,703T_{ins}V_{ins}. \quad (73)$$

Para a métrica t_{alvo} o metamodelo obtido é representado na Equação 74.

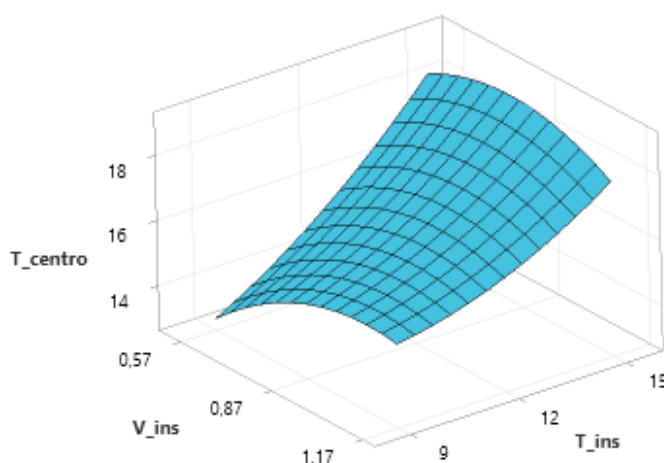
$$t_{alvo} = 747 - 44,2T_{ins} - 830V_{ins} + 1,42T_{ins}^2 + 235V_{ins}^2 + 21,5T_{ins}V_{ins}. \quad (74)$$

O gráfico de superfície obtido a partir desse modelo revelou que a temperatura final no centro da cavidade foi fortemente influenciada pela temperatura de insuflamento e, apresentou uma relação de aproximação diretamente proporcional com T_{ins} (Figura 39). Esse comportamento foi consistente com o balanço energético do sistema, no qual a temperatura final tendeu a se aproximar da temperatura de ar insuflado à medida que o regime permanente foi atingido.

Já a influência da velocidade de insuflamento sobre T_{centro} , embora presente, mostrou-se menos intensa do que a relação com a temperatura de insuflamento. A análise da superfície permite inferir que o aumento da velocidade de insuflamento promove variações relativamente moderadas em T_{centro} , sobretudo para valores intermediários de T_{ins} .

A superfície sugere que o aumento de V_{ins} promoveu uma leve redução de T_{centro} em determinadas regiões do domínio dos parâmetros, no entanto, tais variações foram menores quando comparadas às induzidas por mudanças em T_{ins} . Adicionalmente, a curvatura suave da superfície indica ainda que o efeito da velocidade pode não ser estritamente linear.

Figura 39: Gráfico de superfície da métrica T_{centro} gerado pelo metamodelo.



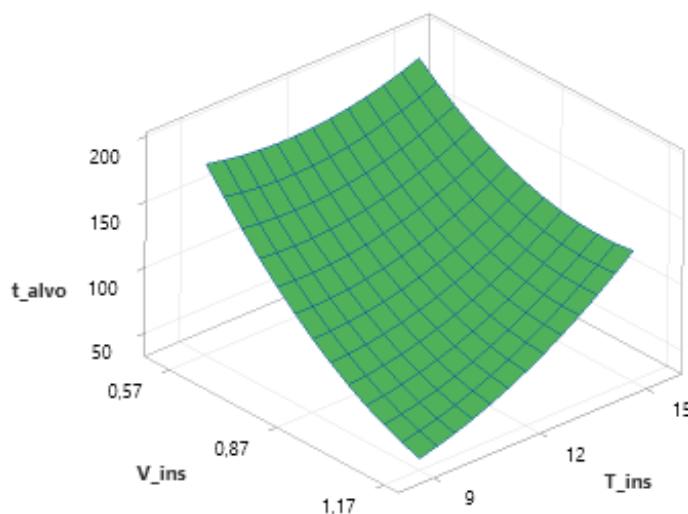
Fonte: Produzido pelo autor.

No gráfico de superfície associado à métrica t_{alvo} (Figura 40), obtido através da Equação 74, evidencia-se que o tempo necessário para atingir a temperatura alvo

apresenta forte dependência tanto da temperatura quanto da velocidade de insuflamento. Observa-se que os valores mais elevados de T_{ins} resultaram em incrementos significativos de t_{alvo} , comportamento que se intensificou para menores velocidades de insuflamento. Esse resultado condiz com a redução do gradiente térmico disponível para a transferência de energia térmica à medida que a temperatura do ar insuflado se aproxima da temperatura alvo.

Por outro lado, o aumento da velocidade de insuflamento promoveu uma redução expressiva de t_{alvo} , especialmente para temperaturas de insuflamento mais baixas. Tal comportamento refletiu a presença dos mecanismos convectivos, que se intensificam na troca térmica entre o ar insuflado e o ambiente. Desse modo, a curvatura da superfície indica ainda a possibilidade de que o efeito da velocidade não é linear em todo o domínio, sendo mais pronunciado em regiões de menor temperatura de insuflamento.

Figura 40: Gráfico de superfície da métrica t_{alvo} gerado pelo metamodelo.



Fonte: Produzido pelo autor.

A análise simultânea das duas superfícies de resposta evidenciou um desacoplamento funcional entre as métricas analisadas. Enquanto o tempo necessário para atingir a temperatura alvo foi predominantemente controlado pela velocidade de insuflamento; a temperatura final no centro da cavidade dependeu majoritariamente da temperatura do ar insuflado.

Nesse sentido, esse comportamento confirmou a hipótese metodológica adotada no presente estudo, segundo a qual a temperatura e a velocidade de insuflamento desempenham papéis complementares no desempenho térmico do sistema. Sendo que, a temperatura definiu o estado final de equilíbrio, enquanto a velocidade controlou a rapidez na qual esse estado foi alcançado.

Além disso, as superfícies de resposta também permitiram identificar regiões do espaço amostral de projeto nas quais reduções significativas em t_{alvo} puderam ser obtidas com pequenas variações da velocidade de insuflamento, sem alterações significativas em T_{centro} . Essas regiões são particularmente interessantes do ponto de vista da otimização, pois possibilitariam melhorias no desempenho dinâmico sem comprometer a condição térmica final desejada.

Com isso, do ponto de vista da caracterização das condições operacionais, baseados nos resultados obtidos, sugere-se que a estratégia mais eficiente consiste em selecionar inicialmente a temperatura de insuflamento com base no valor desejado de T_{centro} e, em seguida, ajustar a velocidade de insuflamento para minimizar a métrica t_{alvo} dentro dessa parametrização.

Dessa maneira, a leitura das superfícies de resposta reforçou a adequação do uso de metamodelos como ferramenta de apoio à decisão, permitindo explorar o espaço de parâmetros de forma contínua e identificar configurações operacionais favoráveis sem a necessidade de um número excessivo de simulações computacionais.

4.3.2 Validação dos metamodelos para as métricas T_{centro} e t_{alvo}

A primeira parte da validação dos metamodelos construídos para as métricas relacionadas à temperatura no centro da cavidade (T_{centro}) e tempo para atingir a temperatura alvo (t_{alvo}) consistiu na comparação direta entre os valores obtidos a partir das nove simulações computacionais realizadas e aqueles preditos pelos modelos de regressão linear.

Essa primeira etapa foi fundamental para avaliar a capacidade de aproximação dos metamodelos e verificar sua adequação como ferramentas de apoio à futura otimização, ademais, permitiu a avaliação sistemática dos desvios entre os resultados numéricos e as previsões analíticas.

Tabela 27: Desvios entre os valores de T_{centro} gerados pela simulação e os valores obtidos pelo metamodelo.

Variável		T_{centro} (°C)		Desvio (°C)
T_{ins} (°C)	V_{ins} (m/s)	Simulação	Metamodelo	
9	0,57	13,13	12,99	0,140
9	0,87	15,13	14,93	0,200
9	1,17	14,82	15,21	0,387
12	0,57	14,44	15,18	0,742
12	0,87	16,68	16,49	0,190
12	1,17	16,4	16,13	0,266
15	0,57	18,84	18,30	0,538
15	0,87	18,3	18,98	0,677
15	1,17	18	17,99	0,012

Fonte: Produzido pelo autor.

Os resultados obtidos para a métrica T_{centro} (Tabela 27) indicaram uma boa concordância global entre os valores simulados e os valores estimados pelo metamodelo. As diferenças apresentaram magnitudes reduzidas, com desvios absolutos inferiores a 0,75 °C, em todas as combinações analisadas.

Observou-se que, para a condição de temperatura de insuflamento (T_{ins}) igual a 9 °C, o metamodelo reproduziu adequadamente a tendência dos dados obtidos pela simulação computacional, com erros inferiores a 0,4 °C. Esse comportamento indicou que a relação linear adotada é capaz de capturar de forma satisfatória o efeito combinado da temperatura e da velocidade de insuflamento sobre a temperatura final no centro da cavidade nessa faixa operacional.

Na faixa intermediária de temperatura (12 °C), os desvios permaneceram pequenos e distribuídos de forma equilibrada entre superestimações (0,742 °C) e subestimações (0,190 °C), sugerindo ausência de viés sistemático relevante. Para a temperatura de insuflamento mais elevada (15°C), os erros também se mantiveram moderados, com o maior desvio observado da ordem de 0,68 °C, o que pode ser considerado aceitável para análises de desempenho térmico em ambientes internos.

De forma geral, os resultados indicaram que o metamodelo para T_{centro} apresentou boa capacidade de aproximação, sendo adequado para estimativas rápidas do comportamento térmico final do sistema dentro do domínio de parâmetros analisado.

Para a métrica t_{alvo} na análise dos resultados, revela-se um comportamento distinto daquele observado para T_{centro} (Tabela 28). Embora o metamodelo seja capaz

de reproduzir corretamente a ordem de grandeza do tempo necessário para atingir a temperatura alvo, os desvios absolutos são significativamente maiores, atingindo valores da ordem entre 20 e 30 segundos em algumas combinações.

Tabela 28: Desvios entre os valores de t_{alvo} gerados pela simulação e os valores obtidos pelo metamodelo.

Variável		t_alvo (s)		Desvio (s)
T_ins (°C)	V_ins (m/s)	Simulação	Metamodelo	
9	0,57	161	177,77	16,77
9	0,87	104	88,34	15,66
9	1,17	40,5	41,21	0,71
12	0,57	181,6	171,39	10,21
12	0,87	111,6	101,31	10,29
12	1,17	50,6	73,53	22,93
15	0,57	195,2	190,58	4,62
15	0,87	111,45	139,85	28,40
15	1,17	152	131,42	20,58

Fonte: Produzido pelo autor.

Nesse sentido, os maiores desvios foram observados principalmente nas condições associadas a valores intermediários de velocidade de insuflamento (0,87 m/s) e temperatura de insuflamento mais elevadas (12 °C e 15 °C). Nessas regiões do espaço amostral de parâmetros, o metamodelo tende a superestimar ou subestimar o tempo até a temperatura alvo de forma mais pronunciada, indicando que o comportamento temporal do sistema apresenta não linearidades mais intensas do que aquelas capturadas pela regressão linear.

Por outro lado, para as condições de velocidade mais elevada (1,17 m/s) e temperatura de insuflamento mais baixa (9 °C), os desvios observados foram significativamente menores, inferiores a 1,0 segundo, evidenciando que, nessas regiões, o comportamento do sistema é mais próximo de uma resposta linear.

Dessa maneira, esses resultados sugerem que, embora o metamodelo seja útil para identificar tendências globais e regiões de interesse no espaço amostral, sua acurácia na predição de t_{alvo} é limitada por fenômenos transitórios complexos, como mudanças nos padrões de recirculação em decorrência da turbulência e na intensificação não linear dos mecanismos convectivos.

Conseqüentemente, a diferença de desempenho entre os metamodelos de T_{centro} e t_{alvo} pode ser explicada pela natureza física distinta dessas métricas. A temperatura final em regime permanente é predominantemente governada por balanço energético global, que tendem a apresentar comportamento aproximadamente linear dentro de faixas operacionais restritas.

Em contraste, o tempo necessário para atingir a temperatura alvo depende diretamente da dinâmica transiente do escoamento, da evolução temporal da estratificação térmica e da interação entre o jato de insuflamento e regiões de recirculação. Esses fenômenos tendem a introduzir efeitos não lineares que não foram plenamente representados por um metamodelo de segunda ordem.

Na Figura 41 estão representados os recortes de oito instantes da simulação, onde é possível observar, mesmo que estaticamente, a interação entre o jato de insuflamento e a cavidade (condições de contorno); a formação de regiões de estratificação térmica e recirculações, o que corrobora a condição complexa da evolução temporal do gradiente térmico no interior do domínio. As condições simuladas e representadas foram iguais a 15 °C para a temperatura de insuflamento e 0,57 m/s para a velocidade de insuflamento.

Figura 41: Evolução temporal do campo da temperatura no interior da cavidade. a) 0 s; b) 30 s; c) 60 s; d) 120 s; e) 240 s; f) 480 s; g) 720 s; h) 960s.

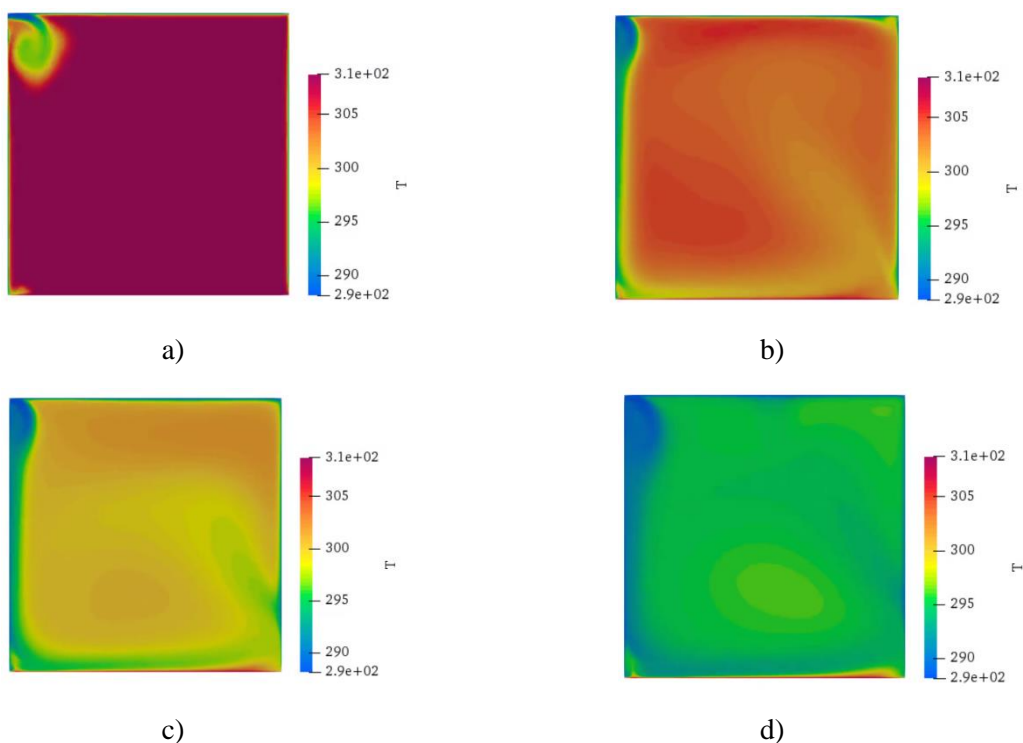
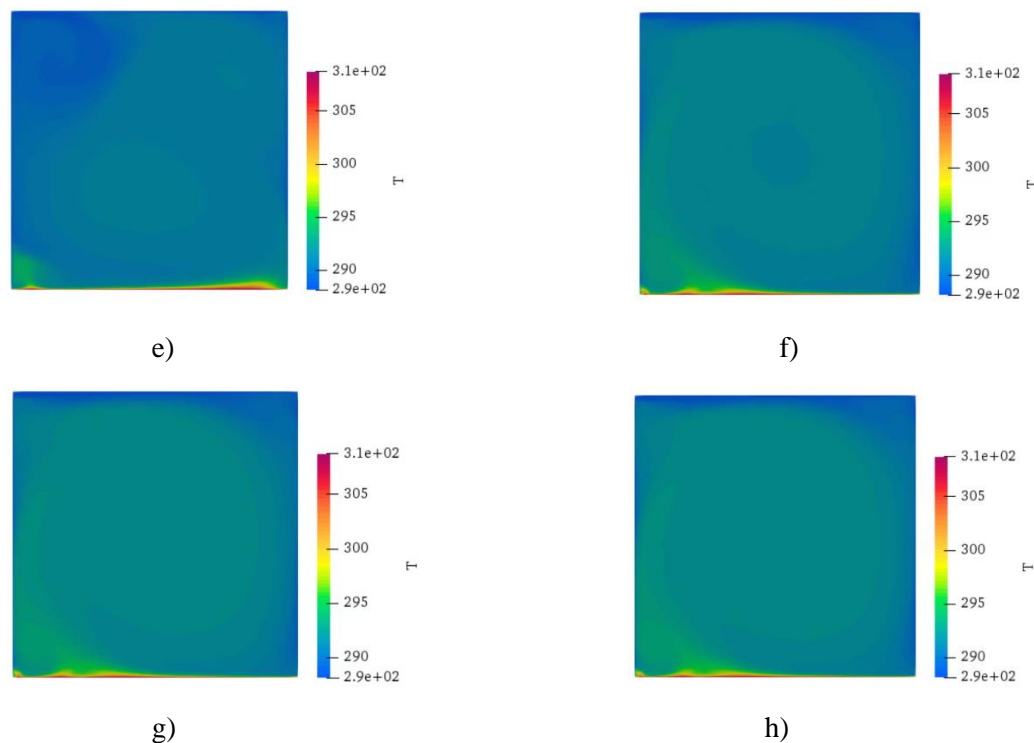


Figura 41: Continuação.



Fonte: Produzido pelo autor.

No entanto, os desvios observados para a métrica t_{alvo} não comprometeram a validade do metamodelo como ferramenta exploratória, mas indicam claramente seus limites de aplicabilidade, especialmente quando se busca elevada acurácia na previsão da resposta temporal.

Para aprofundar a validação dos metamodelos e avaliar a capacidade preditiva dos metamodelos desenvolvidos, foram realizadas três simulações complementares, com temperaturas de insuflamento iguais a 10 °C, 12 °C e 15 °C e velocidade de insuflamento igual a 1,0 m/s. No Anexo A estão dispostos os campos de temperatura final das doze simulações transientes realizadas.

Essas condições situam-se dentro do domínio previamente estudado, e permitiu avaliar o desempenho dos modelos através da comparação com os resultados obtidos computacionalmente com aqueles preditos pelos metamodelos em pontos intermediários e não utilizados diretamente no ajuste inicial.

Os valores obtidos pelas simulações computacionais foram comparados com aqueles estimados pelos metamodelos para as métricas da temperatura no centro da

cavidade (T_{centro}) e tempo para atingir a temperatura alvo (t_{alvo}). Os desvios absolutos encontrados para a métrica T_{centro} estão dispostos na Tabela 31.

Para métrica T_{centro} os resultados indicaram uma considerável concordância entre os valores obtidos pelas simulações e as predições do metamodelo, sendo que, na condição de temperatura de insuflamento igual a 12 °C, o desvio foi nulo; e não ultrapassou 1,0 °C para a temperatura de insuflamento igual a 15 °C.

Ainda analisando o metamodelo de T_{centro} , os dois primeiros casos apresentaram desvios absolutos praticamente desprezíveis, sendo um forte indicativo da elevada precisão do modelo na faixa intermediária do domínio analisado. O maior desvio, observado para a temperatura de 15 °C, foi de 0,62 °C, valor que pode ser considerado aceitável em análises térmicas de ambientes internos (Tabela 29).

Tabela 29: Desvios entre os valores de T_{centro} gerados pelas simulações complementares e os valores obtidos pelo metamodelo.

Variável		T _{centro} (°C)		Desvio (°C)
T _{ins} (°C)	V _{ins} (m/s)	Simulação	Metamodelo	
10	1,0	15,49	15,58	0,09
12	1,0	16,54	16,54	0,00
15	1,0	18,13	18,75	0,62

Fonte: Produzido pelo autor.

Dessa forma, esses resultados confirmam que o comportamento de T_{centro} pode ser adequadamente representado pelo metamodelo construído dentro da faixa operacional estudada, o que reforça a robustez desse modelo para estimativas da condição térmica final do sistema.

Em contrapartida, para a métrica t_{alvo} nos resultados mostrara-se um comportamento distinto (Tabela 30). Observou-se que, para $T_{ins} = 12$ °C, o metamodelo reproduziu com elevada acurácia o comportamento temporal do sistema. No entanto, para as demais temperaturas, principalmente, 15 °C, os desvios tornaram-se significativamente maiores.

Na condição de insuflamento com temperatura de 15 °C, notou-se o erro mais expressivo, indicando que, nessa condição, a dinâmica transiente do sistema apresentou

comportamento mais complexo e possivelmente não linear e, que não foi completamente capturado pelo modelo de regressão linear de segunda ordem proposto.

Tabela 30: Desvios entre os valores de t_{alvo} gerados pelas simulações complementares e os valores obtidos pelo metamodelo.

Variável		t_{alvo} (s)		Desvio (s)
T_ins (°C)	V_ins (m/s)	Simulação	Metamodelo	
10	1,0	81,63	67,00	14,63
12	1,0	82,73	84,08	1,35
15	1,0	85,46	131	45,54

Fonte: Produzido pelo autor.

Portanto, conforme já havia sido notado por meio da comparação entre os valores obtidos através de simulações computacionais e aqueles preditos pelos metamodelos, a diferença prenunciada pela extensão da validação desses modelos com as simulações complementares pode ser explicada pela natureza física de cada métrica.

A métrica T_{centro} está associada ao estado térmico em regime permanente, governado predominantemente por balanços energéticos globais, que tendem a apresentar comportamento aproximadamente linear dentro de intervalos restritos de operação.

No caso da métrica t_{alvo} , sua dependência está atrelada à evolução transiente do escoamento e da transferência de energia térmica, sendo impactada pela intensificação não linear da convecção; pelas mudanças nos padrões de recirculação em função da turbulência e sua modelagem de fechamento da turbulência e; pelas variações da taxa instantânea de troca térmica ao longo do tempo.

Com isso, esses fenômenos introduzem efeitos não lineares que não foram plenamente representados pelo metamodelo linear de segunda ordem proposto, o que justifica os desvios mais elevados observados em determinadas condições.

Apesar dos desvios observados para o metamodelo de t_{alvo} os resultados demonstraram que o metamodelo para T_{centro} apresentou elevada confiabilidade dentro do domínio analisado e; o metamodelo para t_{alvo} foi adequado na análise de tendências globais, mas possui limitações na previsão precisa da resposta temporal em condições específicas de operação.

Nesse sentido, com a validação complementar confirma-se que a estratégia de metamodelagem adotada foi metodologicamente consistente e adequada para o objetivo de uma otimização exploratória, embora melhorias possam ser obtidas por meio da adoção de modelos de ordem superior e de interação entre as variáveis de controle.

Portanto, as simulações adicionais reforçaram a confiabilidade da abordagem proposta pelo presente trabalho e demonstraram que os metamodelos desenvolvidos são capazes de representar de forma satisfatória o comportamento térmico no sistema modelado dentro da faixa de parâmetros estudada. Ademais, a acurácia obtida para *T_{centro}* foi particularmente significativa, consolidando a utilidade do metamodelo como ferramenta de apoio à definição das condições operacionais.

5. CONCLUSÕES

No presente trabalho demonstrou-se que a aplicação da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC), por meio do software OpenFOAM, apresenta-se como uma ferramenta robusta para análise e otimização de sistemas de refrigeração e climatização.

Os dados obtidos indicam a possibilidade de se investigar mais a fundo a influência do tratamento dado às regiões de interface entre o escoamento e as paredes, com o intuito de entender como o refinamento de malha e o tipo de tratamento de parede para o modelo de turbulência escolhido interferem nos resultados de grandezas tais como: número de Nusselt, fluxo térmico local e coeficiente de transferência de calor por convecção, por exemplo.

Cabe ressaltar também, que os metamodelos desenvolvidos a partir das simulações computacionais realizadas na presente pesquisa constituem ferramentas estratégicas para a continuidade dos estudos em otimização de sistemas de refrigeração e climatização, uma vez que foram construídos com base em dados provenientes de simulações DFC validadas. Conseqüentemente, esses modelos permitem estimativas confiáveis do comportamento térmico e fluidodinâmico dos processos de refrigeração, reduzindo significativamente o custo computacional associado a novas simulações de alta fidelidade.

Nesse sentido, os metamodelos poderão ser utilizados para:

- Expandir o espaço amostral paramétrico investigado, incorporando novas variáveis como umidade relativa, diferentes geometrias de insuflamento, posicionamento de evaporadores ou variações de carga térmica;
- Realizar análises de sensibilidade global, identificando as variáveis de maior impacto na eficiência térmica e no número de Nusselt médio;
- Desenvolver modelos preditivos para regime transiente, permitindo a avaliação do tempo de resposta térmica do ambiente frente a variações operacionais.

Do ponto de vista de dimensionamento de sistemas de refrigeração e climatização, os metamodelos tem potencial de utilização como ferramenta de apoio:

- Para estimar a influência da temperatura e da velocidade de insuflamento sobre a distribuição térmica interna;
- Para avaliar cenários operacionais alternativos sem a necessidade de executar simulações completas para cada configuração;

- Para subsidiar o dimensionamento de difusores, taxas de renovação de ar e condições de operação de evaporadores;
- Para identificar combinações operacionais que minimizem gradientes térmicos excessivos e regiões de recirculação indesejadas;
- E apoiar estudos de eficiência energética e comparações entre diferentes estratégias de ventilação.

Portanto, os metamodelos desenvolvidos nesta dissertação representam uma contribuição metodológica relevante ao estabelecerem uma interface entre a modelagem DFC de alta fidelidade e aplicações práticas de engenharia. Sua utilização amplia a capacidade exploratória do espaço de projeto, reduz custos computacionais e fornece suporte técnico consistente tanto para o avanço científico quanto para o dimensionamento racional de sistemas de refrigeração e climatização.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, A.H.; LIMA, L.; ROLIM, S.G.; SILVA, E.; VILLA, A.; FERRAZ, K. Análise experimental do consumo de energia em câmaras frigoríficas: Estudo da influência do ajuste da temperatura interna final (setpoint). *Congresso Nacional de Energias Renováveis, Exergia e Sustentabilidade*. 2020.

BLAY, D.; MERGUI, S.; NICULAE, C. Confined turbulent mixed convection in the presence of a horizontal buoyant wall jet. *Fundamentals of Mixed Convection*, ASME HTD 213.

ÇENGELE, Y.A. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo, SP, Brasil, McGraw-Hill Ed, 2007.

COSTA, E. **Refrigeração**. São Paulo, SP, Brasil, Blucher Ed, 1982.

EVANS, J.A.; FOSTER, A.M.; HUET, J.M.; REINHOLDT, L.; FIKIIN, K.; ZILIO, C.; HOUSKA, M.; LANDFELD, A.; BOND, C.; SCHEURS, M. Specific energy consumption values for various refrigerated food cold stores. *Energy and Buildings*, v. 74, p. 141–151, nov 2013.

FU, H.; HUANG, S.; LI, Y.; CHENG, J.; WUANG, K.; SUN, R. The research and application of technology and core components in commercial refrigeration and freezing Systems: A review. *Journal of Stored Products Research*, v. 108, 2014.

FU, X.; TAI, V.; MOEY, L.; RAHMAN, N.; AHMAD, K.; BAGLEE, D. Opening configurations and natural cross ventilation performance in a double-loaded multi-level apartment building: A CFD analysis. *Building and Environment*, v. 254, 2024.

GIL-LOPEZ, T.; CASTEJON-NAVAS, J.; GALVEZ-HUERTA, M.A.; O'DONOHUE, P.G. Energetic, environmental and economic analysis of climatic separation by means of air curtains in cold storage rooms. *Energy and Buildings*, v. 74, p. 8–16, jan 2014.

HOANG, M.L.; VERBOVEN, P.; DE BAERDEMAEKER, J.; NICOLAI, B.M., Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics. *International Journal of Refrigeration*, v. 23, p. 127-140, 2000.

INCROPERA, F.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, LTC Ed, 2014.

LIMANE, A.; FELLOUAH, H.; GALANIS, N. Thermo-ventilation study by OpenFOAM of the airflow in a cavity with heated floor. *Build Simul*, v. 8, p. 271-283, 2015.

LIMANE, A.; FELLOUAH, H.; GALANIS, N. Simulation of airflow with heat and mass transfer in an indoor swimming pool by OpenFOAM. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 109, p. 862-878, 2017.

MIORALLI, P. C. Analysis of laminar forced convection inside a square ventilated cavity using the OpenFOAM®. *Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, v. 16, n. 1, p. 66–74, 2017.

MONTEIRO, Carlos Felipe Espiúcia. **Simulação Computacional do Escoamento de Ar na Climatização de Ambientes**. 2016. Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, 2016.

MOUKALLED, F. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics**. Springer Ed, 2016.

OPENFOAM FOUNDATION. OpenFOAM User Guide: Version 8. [S.I]: OpenFOAM Foundation, 2023. Disponível em: <https://doc.cfd.direct/openfoam/user-guide-v8>. Acesso em: 19 jan. 2026.

PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. MacGraw-Hill Ed, 1980.

PISELLI, C.; BALOCCO, C.; FORASTIERE, S.; SILEI, A.; SCIURPI, F. Energy efficiency in the commercial sector. Thermodynamics fundamentals for the energy transition. *Energy Reports*, v. 11, 2024.

POLZOT, A.; D'AGARO, P.; GULLO, P.; CORTELLA, G.; SCIURPI, F. Modelling commercial refrigeration systems coupled with water storage to improve energy efficiency and perform heat recovery. *International Journal of Refrigeration*, v. 69, 2016.

PONGSUPAT, P.; TAWEEKUN, J.; SAENGSIKHIAO, P. Investigation and analysis of air curtains for the improvement of refrigeration energy efficiency. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, v. 92, 2022.

SILVA, José de Castro. **Simulação e experimentação de sistemas de distribuição de ar em câmaras refrigeradas**. 2013. Tese- Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola, Campinas, 2013.

SILVA, J.C.; MEDEROS, B.J.; ROSSI, L.A. Simulation of air flow in cold chambers using the OpenFOAM® computational fluid dynamics (CFD) software. *African Journal of Agricultural Research*, v. 9, 2014.

SILVEIRA NETO, A. **Escoamentos turbulentos: análise física de modelagem teórica**. Uberlândia, MG, Brasil, Composer Ed, 2020.

SOUZA, Hugo de Sanches. **Análise de escoamento de ar em coletores de admissão de motores de combustão interna**. 2017. Monografia (Trabalho de conclusão de curso) - Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Uberlândia, 2017.

VENTURINI, O.J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, Eletrobrás Ed, 2005.

YOUSSEF, A. A. et al. Studying comfort in a room with cold air system using computational fluid dynamics. *Ain Shams Engineering Journal*, v. 9, n. 4, p. 1753–1762, 2018.

WILCOX, D.C. **Turbulence Modeling for CFD**. DCW Industries Ed, 2006.

APÊNDICE A – CAMPOS DE TEMPERATURA FINAL DAS SIMULAÇÕES TRANSIENTES EM REGIME TURBULENTO

Tabela A.1: Condições Iniciais de Insuflamento, Condições Iniciais do Modelo de Turbulência e Propriedades Termofísicas das simulações transientes.

Condições Iniciais		Condições de contorno do Modelo de Turbulência				Propriedades Termofísicas			Simulação
T	V	k	e	w	nut	rho	mu	nu	
9	0,57	1,754E-03	9,580E-03	6,069E+01	2,890E-05	1,245	1,756E-05	1,428E-05	Nº 1
	0,87	4,087E-03	3,407E-02	9,262E+01	4,413E-05	1,245	1,756E-05	1,428E-05	Nº 2
	1,17	7,392E-03	8,288E-02	1,246E+02	5,933E-05	1,245	1,756E-05	1,428E-05	Nº 3
12	0,57	1,754E-03	9,58E-03	6,069E+01	2,89E-05	1,231	1,771E-05	1,455E-05	Nº 4
	0,87	4,087E-03	3,407E-02	9,262E+01	4,413E-05	1,231	1,771E-05	1,455E-05	Nº 5
	1,17	7,392E-03	8,288E-02	1,246E+02	5,933E-05	1,231	1,771E-05	1,455E-05	Nº 6
15	0,57	1,754E-03	9,580E-03	6,069E+01	2,890E-05	1,217	1,786E-05	1,482E-05	Nº 7
	0,87	4,087E-03	3,407E-02	9,262E+01	4,413E-05	1,217	1,786E-05	1,482E-05	Nº 8
	1,17	7,392E-03	8,288E-02	1,246E+02	5,933E-05	1,217	1,786E-05	1,482E-05	Nº 9
10	1	5,40E-03	5,175E-02	1,065E+02	5,07E-05	1,24	1,76E-05	1,437E-05	Nº 10
12	1	5,40E-03	5,175E-02	1,065E+02	5,07E-05	1,231	1,771E-05	1,455E-05	Nº 11
15	1	5,40E-03	5,175E-02	1,065E+02	5,07E-05	1,217	1,786E-05	1,482E-05	Nº 12

Fonte: Produzido pelo autor.

Figura A.1: Campos de temperatura finais das simulações transientes de nº 1 ao nº 12.

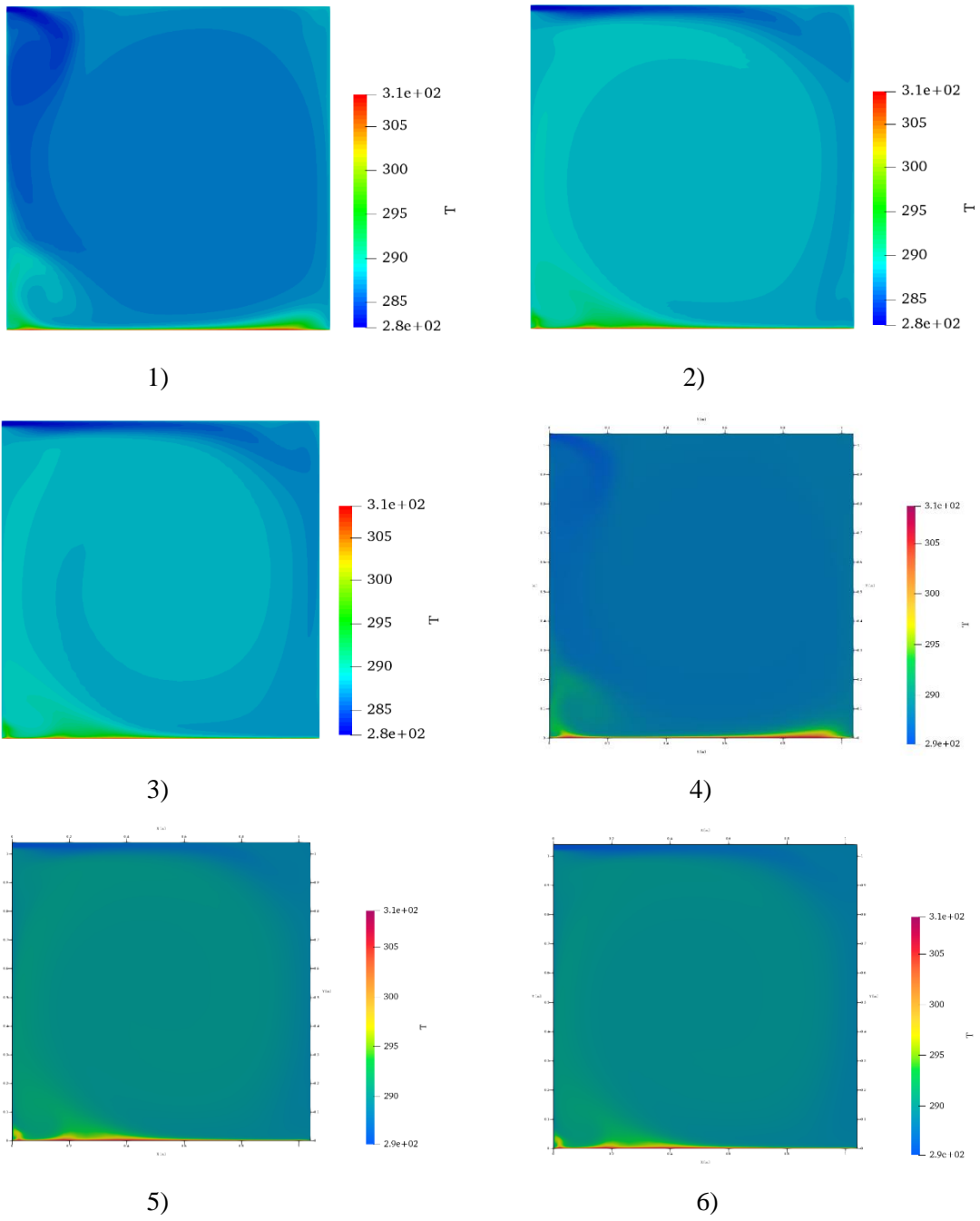
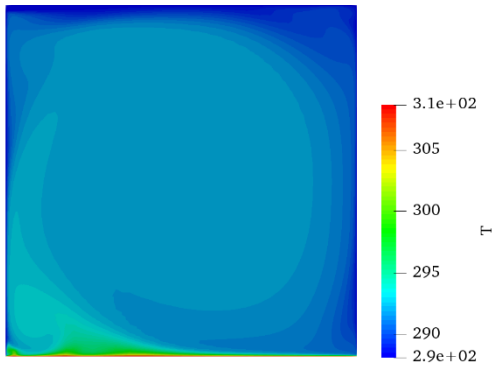
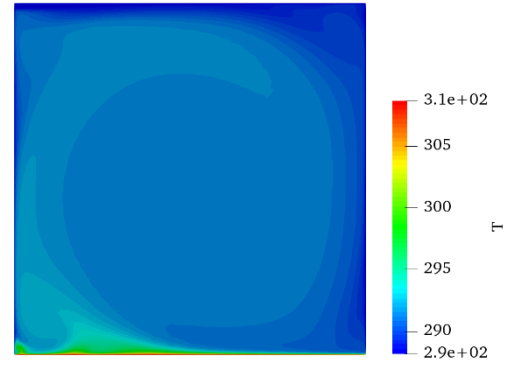


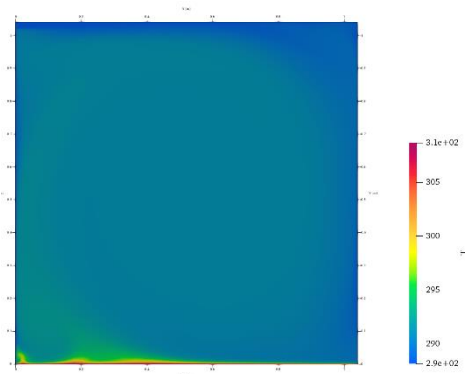
Figura A1: Continuação.



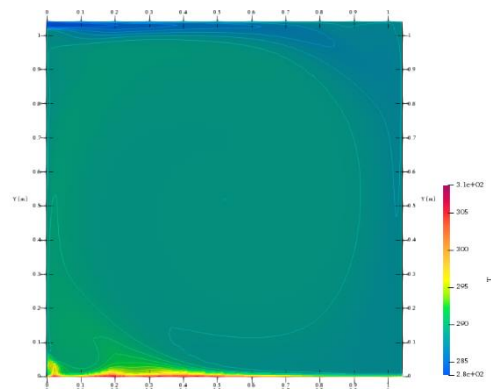
7)



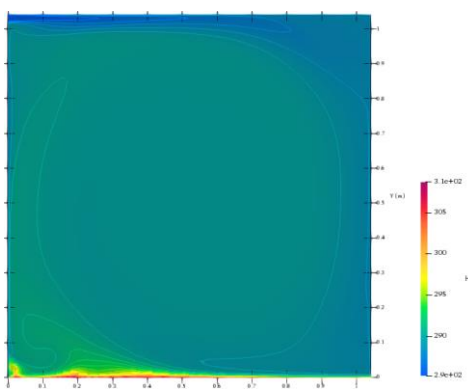
8)



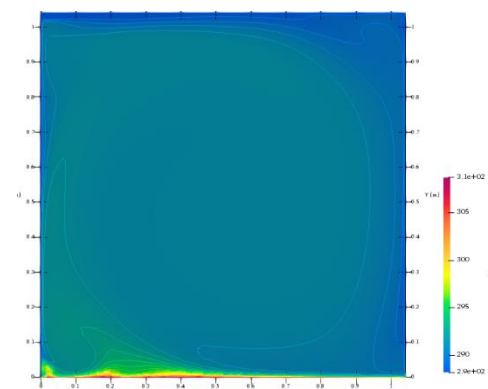
9)



10)



11)



12)

Fonte: Produzido pelo autor.

APÊNDICE B – CLASSIFICAÇÃO DO REGIME DE CONVECÇÃO TÉRMICA DO PROBLEMA FÍSICO 2.

A classificação do regime de convecção foi feita através de dois parâmetros adimensionais. O primeiro deles, o número de Grashof (Gr_L), que está associado às forças de empuxo decorrentes de gradientes de massa específica induzidos por variações de temperatura:

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu^2}, \quad (\text{B.1})$$

$$\beta = \frac{1}{T}. \quad (\text{B.2})$$

onde g representa a aceleração da gravidade; β representa o coeficiente de expansão volumétrica térmica; L é o comprimento característico da cavidade; ν é a viscosidade cinemática do fluido; T_s é a temperatura da superfície; T_∞ a temperatura do escoamento e T a temperatura absoluta do fluido considerado um gás ideal.

O segundo parâmetro é o número de Reynolds (Re_L) que representa a razão entre as forças inerciais e viscosas presentes no escoamento:

$$Re_L = \frac{UL}{\nu}, \quad (\text{B.3})$$

onde U é a velocidade do escoamento, L o comprimento característico da cavidade e ν a viscosidade cinemática do fluido.

A comparação entre esses dois efeitos foi realizada através da razão:

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2}. \quad (\text{B.4})$$

E a razão indicada pela Equação B.4 torna possível a classificação do regime de convecção (Tabela B.1).

Tabela B.1: Classificação do regime de convecção térmica.

Razão	Classificação
$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \ll 1$	Convecção Forçada
$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \approx 1$	Convecção Mista
$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \gg 1$	Convecção Natural

Fonte: Produzido pelo autor.

Sendo assim, para o problema físico 2, modelado neste trabalho, utilizando-se suas condições de contorno e iniciais, aplicadas nas Equações B.1, B.2, B.3 e B.4, obteve-se a classificação do regime de convecção (Tabela B.2).

Tabela B.2: Classificação do regime de convecção térmica do problema físico 2.

Problema Físico	Razão	Classificação
2	$\frac{Gr_L}{Re_L^2} = 1,17$	Convecção Mista

Fonte: Produzido pelo autor.

APÊNDICE C – CONDIÇÕES DE CONTORNO DO PROBLEMA FÍSICO 2 NO OPENFOAM.

Na Tabela C.1 estão listadas as configurações das condições de contorno na entrada e na saída para as variáveis velocidade, temperatura e pressão.

Tabela C.1: Condições de contorno na entrada e na saída do problema físico 2 para as variáveis velocidade, temperatura e pressão.

Variável	Entrada		Saída	
	Tipo	Valor	Tipo	Valor
U	fixedValue	uniform 0,57	pressureInletOutletVelocity	\$internalField
T	fixedValue	uniform 288.15	zeroGradient	-
P	calculated	\$internalField	calculated	\$internalField
P_rgh	fixedFluxPressure	\$internalField	prghPressure	\$internalField

Fonte: Produzido pelo autor.

Na Tabela C.2 estão listadas as configurações das condições de contorno nas paredes, piso e teto para as variáveis velocidade, temperatura e pressão.

Tabela C.2: Condições de contorno nas paredes, piso e teto do problema físico 2 para as variáveis velocidade, temperatura e pressão.

Variável	Paredes		Piso		Teto	
	Tipo	Valor	Tipo	Valor	Tipo	Valor
U	noSlip	-	noSlip	-	noSlip	-
T	fixedValue	288.15	fixedValue	308.65	fixedValue	288.15
P	calculated	\$internalField	calculated	\$internalField	calculated	\$internalField
P_rgh	fixedFluxPressure	uniform 1e5	fixedFluxPressure	uniform 1e5	fixedFluxPressure	uniform 1e5

Fonte: Produzido pelo autor.

Na Tabela C.3 estão listadas as condições de contorno das variáveis dos modelos de fechamento da turbulência na entrada e na saída.

Tabela C.3: Condições de contorno na entrada e na saída do problema físico 2 para as variáveis de fechamento da turbulência.

Condição de Contorno	Entrada		Saída	
	Variável	Tipo	Valor	Tipo
k	fixedValue	1,754E-03	inletOutlet	uniform 1.754e-03
epsilon	fixedValue	9,58E-03	zeroGradient	-
omega	fixedValue	6,07E+01	inletOutlet	uniform 6.069e01
nut	calculated	\$internalField	calculated	\$internalField

Fonte: Produzido pelo autor.

Na Tabela C.4 estão listadas as condições de contorno das variáveis dos modelos de fechamento da turbulência nas paredes, piso e teto.

Tabela C.4: Condições de contorno nas paredes, piso e teto do problema físico 2 para as variáveis de fechamento da turbulência.

Condição de Contorno	Paredes		Piso		Teto	
	Variável	Tipo	Valor	Tipo	Valor	Tipo
k	kqRWallFunction	uniform 1.754e-03	kqRWallFunction	uniform 1.754e-03	kqRWallFunction	uniform 1.754e-03
epsilon	epsilonWallFunction	uniform 9.58e-03	epsilonWallFunction	uniform 9.58e-03	epsilonWallFunction	uniform 9.58e-03
omega	omegaWallFunction	uniform 6.069e01	omegaWallFunction	uniform 6.069e01	omegaWallFunction	uniform 6.069e01
nut	nutWallFunction	uniform 2.89e-05	nutWallFunction	uniform 2.89e-05	nutWallFunction	uniform 2.89e-05

Fonte: Produzido pelo autor.

