



ANÁLISE COMPUTACIONAL DA DISTRIBUIÇÃO DE AR EM RECINTOS
CLIMATIZADOS POR MÉTODOS DE ESTRATIFICAÇÃO DE TEMPERATURA

Filipe Oliveira da Silva

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Nisio de Carvalho Lobo Brum

Rio de Janeiro

Abril de 2020

ANÁLISE COMPUTACIONAL DA DISTRIBUIÇÃO DE AR EM RECINTOS
CLIMATIZADOS POR MÉTODOS DE ESTRATIFICAÇÃO DE TEMPERATURA

Filipe Oliveira da Silva

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Aprovada por: Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum
Prof. Albino José Kalab Leiroz
Prof. Rodrigo Otavio de Castro Guedes

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2020

Silva, Filipe Oliveira da

Análise Computacional da Distribuição de Ar em Recintos Climatizados por Métodos de Estratificação de Temperatura/ Filipe Oliveira da Silva. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2020.

XVIII, 96 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Nisio de Carvalho Lobo Brum

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, 2020.

Referências Bibliográficas: p. 87-93.

1. Fluidodinâmica Computacional. 2. Ventilação por Deslocamento. 3. Vigas Frias. I. Brum, Nisio de Carvalho Lobo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE COMPUTACIONAL DA DISTRIBUIÇÃO DE AR EM RECINTOS
CLIMATIZADOS POR MÉTODOS DE ESTRATIFICAÇÃO DE TEMPERATURA

Filipe Oliveira da Silva

Abril/2020

Orientador: Nisio de Carvalho Lobo Brum

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho tem por objetivo elaborar uma análise do escoamento do ar condicionado, insuflado em recintos climatizados a partir de sistemas de estratificação de temperatura, como o método de ventilação por deslocamento. É avaliado, também, a eficiência do sistema de vigas frias passivas como um método complementar de remoção de calor sensível. Propõe-se a avaliar, a partir de resultados obtidos através da técnica de fluidodinâmica computacional (CFD), os parâmetros de conforto térmico na zona habitável do recinto e a eficácia dessas técnicas de climatização, tendo em vista a redução do consumo energético. Primeiramente, é feita uma validação do código CFD e um estudo sobre os modelos de turbulência a serem utilizados e, em seguida, esses sistemas são modelados e são realizadas simulações computacionais em diferentes cenários.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF THE AIR DISTRIBUTION IN CLIMATIZED
ROOMS BY TEMPERATURE STRATIFICATION METHODS

Filipe Oliveira da Silva

April/2020

Advisor: Nisio de Carvalho Lobo Brum

Department: Mechanical Engineering

This work aims to perform an analysis of the flow of the conditioned air supplied in climatized rooms using temperature stratification systems, such as the displacement ventilation. The efficiency of a passive chilled beam is also evaluated as a complementary method for removing sensible heat. It is proposed to evaluate, from results obtained from computational fluid dynamics (CFD), the parameters of thermal comfort in the occupied zone and the effectiveness of these air conditioning techniques, targeting the energy reduction. A validation of the CFD code and a study of the turbulence models are also presented. These air conditioning systems have been modeled and computer simulations are carried out for different scenarios.

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos.....	2
2. Revisão Bibliográfica	3
2.1 Conforto Térmico	3
2.3 Vigas Frias	9
2.5 Modelos de Turbulência	13
3. Metodologia.....	16
3.1. Teoria básica	16
3.1.1. Equação da Continuidade.....	16
3.1.2. Equação da Conservação da Quantidade de Movimento.....	16
3.1.3. Equação da Conservação da Energia	17
3.1.4. Condições de contorno	18
3.2. Turbulência	18
3.2.1. Modelo $k - \varepsilon$ padrão	20
3.2.2. Modelo RNG $k - \varepsilon$	22
3.2.3. Modelo $k - \omega$ padrão	24
3.2.4. Modelo SST $k - \omega$	27
3.2.5. Tratamento próximo à parede	29
3.3. Método dos Volumes Finitos	31
3.4. Convergência de Malha	33
3.5. Dimensionamento do método de Ventilação por Deslocamento.....	36
4. Validação do Código CFD	39
4.1. Introdução.....	39

4.2. Escoamento isotérmico em cavidade retangular	40
4.3. Convecção mista em cavidade bidimensional	45
4.4. Convecção natural turbulenta em cavidade tridimensional	49
4.5. Conclusões.....	53
5.1. Ambiente climatizado pelo método de ventilação por deslocamento.....	56
5.1.1. Escritório sem ocupante na zona habitável do recinto	56
5.1.2. Escritório com ocupante na zona habitável do recinto.....	61
5.2. Ambiente climatizado pelo método de ventilação por deslocamento com o auxílio de viga fria passiva	66
5.2.1. Escritório sem ocupante na zona habitável do recinto	66
5.2.2. Escritório com ocupante na zona habitável do recinto.....	71
5.3. Avaliação de conforto térmico.....	76
6. Conclusões.....	84
7. Referências bibliográficas	87
ANEXO A	94
ANEXO B	95

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1: Características da ventilação por deslocamento	6
FIGURA 2.2: Representação de uma viga fria passiva.....	10
FIGURA 2.3: Representação de uma viga fria ativa.....	12
FIGURA 4.1: Representação da câmara de testes do <i>benchmark</i> desenvolvido por NIELSEN <i>et al.</i> (1990).....	41
FIGURA 4.2: Seções das medições experimentais do <i>benchmark</i> desenvolvido por NIELSEN <i>et al.</i> (1990).....	41
FIGURA 4.3: Perfis de velocidade adimensionais para as retas $x = H$ (esquerda) e $x = 2H$ (direita) do <i>benchmark</i> desenvolvido por NIELSEN <i>et al.</i> (1990).....	43
FIGURA 4.4: Perfis de velocidade adimensionais para as retas $y = H - h/2$ (esquerda) e $y = h/2$ (direita) do <i>benchmark</i> desenvolvido por NIELSEN <i>et al.</i> (1999)	43
FIGURA 4.5: Linhas de corrente para os modelos (a) $k - \varepsilon$ padrão; (b) RNG $k - \varepsilon$; (c) $k - \omega$ padrão; (d) SST $k - \omega$	44
FIGURA 4.6: Modelo bidimensional da câmara de testes do <i>benchmark</i> desenvolvido por BLAY <i>et al.</i> (1992) utilizado nas simulações.....	45
FIGURA 4.7: Perfis de velocidade em $x = 0,52 m$ e $y = 0,52 m$ do <i>benchmark</i> desenvolvido por BLAY <i>et al.</i> (1992).....	47
FIGURA 4.8: Perfis de temperatura em $x = 0,52 m$ e $y = 0,52 m$ do <i>benchmark</i> desenvolvido por BLAY <i>et al.</i> (1992).....	47
FIGURA 4.9: Linhas de corrente para os modelos (a) $k - \varepsilon$ padrão; (b) RNG $k - \varepsilon$; (c) $k - \omega$ padrão; (d) SST $k - \omega$	48

FIGURA 4.10: Contornos da temperatura para os modelos (a) $k - \varepsilon$ padrão; (b) RNG $k - \varepsilon$; (c) $k - \omega$ padrão; (d) SST $k - \omega$	49
FIGURA 4.11: Representação da cavidade tridimensional do benchmark de AMPOFO e KARAYANNIS (2003) utilizado para as simulações.....	50
FIGURA 4.12: Perfis de velocidade vertical adimensional (esquerda) e temperatura adimensional (direita) em $z = 0,75 m$ e $y = 0,375 m$ do <i>benchmark</i> desenvolvido por AMPOFO e KARAYANNIS (2003)	52
FIGURA 4.13: Linhas de corrente e contornos de temperatura para os modelos RNG $k - \varepsilon$ (esquerda) e SST $k - \omega$ (direita).....	53
FIGURA 5.1: Representação esquemática do recinto utilizado no caso 1	56
FIGURA 5.2: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.a	58
FIGURA 5.3: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.b	58
FIGURA 5.4: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.a	59
FIGURA 5.5: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.b	59
FIGURA 5.6: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.a	60
FIGURA 5.7: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.b	60
FIGURA 5.8: Representação esquemática do recinto estudado no caso 2.....	61
FIGURA 5.9: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 2.a	63

FIGURA 5.10: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 2.b	63
FIGURA 5.11: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 2.a	63
FIGURA 5.12: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 2.b	64
FIGURA 5.13: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 2.a	65
FIGURA 5.14: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 2.b	65
FIGURA 5.15: Representação esquemática do recinto estudado no caso 3.....	66
FIGURA 5.16: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 3.a	68
FIGURA 5.17: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 3.b	68
FIGURA 5.18: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 3.a	68
FIGURA 5.19: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 3.b	69
FIGURA 5.20: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 3.a	70
FIGURA 5.21: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 3.b	70
FIGURA 5.22: Representação esquemática do recinto estudado no caso 4.....	71
FIGURA 5.23: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 4.a	73

FIGURA 5.24: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 4.b	73
FIGURA 5.25: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 4.a	73
FIGURA 5.26: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 4.b	74
FIGURA 5.27: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 4.a	75
FIGURA 5.28: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 4.b	75
FIGURA 5.29: Gráfico $T_{média} \times h$ para os casos (a) e (b).....	80
FIGURA 5.30: Gráfico $PMV \times h$ para os casos (a) e (b).....	81
FIGURA 5.31: Gráfico $PPD \times h$ para os casos (a) e (b).....	81
FIGURA 5.32: <i>Draft Rate</i> para os casos 1.a, 2.a (acima), 3.a e 4.a. (abaixo) no plano $y = 0,1 m$	82
FIGURA 5.33: <i>Draft Rate</i> para os casos 1.b, 2.b (acima), 3.b e 4.b. (abaixo) no plano $y = 0,1 m$	83

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1: Resultados do teste de convergência de malha para os casos RNG $k - \varepsilon$ e SST $k - \omega$ do <i>benchmark</i> desenvolvido por NIELSEN <i>et al.</i> (1990).....	42
TABELA 4.2: Resultados do teste de convergência de malha para os casos RNG $k - \varepsilon$ e SST $k - \omega$ do <i>benchmark</i> desenvolvido por BLAY <i>et al.</i> (1992)	46
TABELA 4.3: Resultados do teste de convergência de malha para os casos RNG $k - \varepsilon$ e SST $k - \omega$ do <i>benchmark</i> desenvolvido por AMPOFO e KARAYANNIS (2003)	51
TABELA 5.1: Casos estudados, com suas respectivas vazões e temperaturas de insuflação	55
TABELA 5.2: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 1.b.....	57
TABELA 5.3: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 2.b.....	62
TABELA 5.4: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 3.b.....	67
TABELA 5.5: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 4.b.....	72
TABELA 5.6: Escala sétima da ASHRAE (PMV)	77
TABELA 5.7: Limites dos parâmetros de conforto térmico recomendados pela ASHRAE (2004)	78
TABELA 5.8: Resultados dos parâmetros de conforto térmico avaliados na zona habitada do recinto.....	79

LISTA DE SÍMBOLOS

A	<i>Área;</i>
A_z	<i>Área do chão do recinto;</i>
c_p	<i>Calor específico a pressão constante;</i>
D_ω	<i>Termo de difusão cruzada;</i>
E	<i>Energia térmica;</i>
E_z	<i>Efetividade de ventilação;</i>
F_1	<i>Função de mistura;</i>
F_s	<i>Fator de segurança;</i>
g_i	<i>Aceleração gravitacional na direção i;</i>
G_k	<i>Geração de energia cinética devido aos gradientes de velocidade;</i>
G_ω	<i>Geração de ω;</i>
GCI	<i>Índice de convergência de malha;</i>
h	<i>Entalpia sensível;</i>
H	<i>Altura;</i>
h_{GCI}	<i>Tamanho característico de malha;</i>
k	<i>Energia cinética turbulenta;</i>
k_t	<i>Condutividade térmica;</i>
l_n	<i>Distância da zona adjacente;</i>
N	<i>Número de elementos da malha;</i>

p	<i>Pressão;</i>
p_{GCI}	<i>Ordem aparente de convergência;</i>
P_z	<i>População da zona habitável do recinto;</i>
Pr_t	<i>Número de Prandtl turbulento;</i>
Q_{DV}	<i>Vazão de ar para retirada de carga térmica;</i>
Q_{OZ}	<i>Vazão de ar externo;</i>
Q_{ex}	<i>Carga térmica devido ao calor conduzido pelo invólucro da sala e por radiação solar;</i>
Q_l	<i>Carga térmica devido às lâmpadas;</i>
Q_{ocup}	<i>Carga térmica do ocupante;</i>
Q_{oe}	<i>Carga térmica devido aos ocupantes, lâmpadas de mesa e equipamentos;</i>
Q_s	<i>Vazão de insuflação;</i>
Q_t	<i>Carga térmica total;</i>
R_A	<i>Vazão de ar externo por unidade de área;</i>
r	<i>Fator de convergência;</i>
R_p	<i>Vazão de ar externo por pessoa;</i>
Re_t	<i>Número de Reynolds turbulento;</i>
S	<i>Tensor taxa de deformação deformativa;</i>
S_h	<i>Termo fonte da equação da energia;</i>
S_ϕ	<i>Termo fonte da equação de transporte de ϕ;</i>

S_b	<i>Termo fonte devido ao empuxo;</i>
S_k	<i>Termo fonte da equação de transporte de k;</i>
S_ω	<i>Termo fonte da equação de transporte de ω;</i>
t	<i>Tempo;</i>
T	<i>Temperatura;</i>
T_0	<i>Temperatura de referência;</i>
T_{dir}	<i>Temperatura prescrita na parede direita;</i>
T_e	<i>Temperatura de exaustão;</i>
T_{esq}	<i>Temperatura prescrita na parede esquerda;</i>
T_{frente}	<i>Temperatura prescrita na parede frontal;</i>
T_r	<i>Temperatura média de bulbo seco do ar;</i>
T_s	<i>Temperatura de insuflação;</i>
T_{sp}	<i>Temperatura de projeto;</i>
T_{ss}	<i>Temperatura de insuflação corrigida;</i>
T_{teto}	<i>Temperatura prescrita no teto;</i>
Tu	<i>Intensidade turbulenta;</i>
u	<i>Velocidade;</i>
u^+	<i>Velocidade adimensional;</i>
U	<i>Módulo da velocidade;</i>
v_m	<i>Velocidade média do ar local;</i>
V	<i>Volume;</i>

y^+	<i>Distância adimensional da parede até o primeiro ponto da malha;</i>
Y_k	<i>Dissipação de k;</i>
Y_ω	<i>Dissipação de ω;</i>
x, y, z	<i>Variáveis espaciais dimensionais;</i>

Letras Gregas

α^*	<i>Coefficiente de amortecimento;</i>
α_k	<i>Inverso do número de Prandtl turbulento para o transporte de k;</i>
α_ϵ	<i>Inverso do número de Prandtl turbulento para o transporte de ϵ;</i>
β	<i>Coefficiente de expansão térmica;</i>
Γ_k	<i>Difusividade efetiva de k;</i>
Γ_ω	<i>Difusividade efetiva de ω;</i>
ΔT_{hf}	<i>Diferença de temperatura entre tornozelo e cabeça;</i>
ϵ	<i>Taxa de dissipação;</i>
μ	<i>Viscosidade dinâmica;</i>
μ_t	<i>Viscosidade turbulenta;</i>
ρ	<i>Massa específica;</i>
ρ_0	<i>Massa específica de referência;</i>
σ_k	<i>Número de Prandtl turbulento para o transporte de k;</i>

σ_ε	<i>Número de Prandtl turbulento para o transporte de ε;</i>
ϕ	<i>Variável dependente arbitrária;</i>
Φ_v	<i>Dissipação viscosa;</i>
ω	<i>Taxa específica de dissipação.</i>

Abreviações

<i>ASHRAE</i>	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers;</i>
<i>ADPI</i>	<i>Air Diffusion Performance Index;</i>
<i>DR</i>	<i>Draft Rate;</i>
<i>EDT</i>	<i>Effective Draft Temperature;</i>
<i>ASME</i>	<i>American Society of Mechanical Engineers;</i>
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics;</i>
<i>DES</i>	<i>Detached Eddy Simulation;</i>
<i>DNS</i>	<i>Direct Numerical Simulation;</i>
<i>DV</i>	<i>Displacement Ventilation;</i>
<i>GCI</i>	<i>Grid Convergence Index;</i>
<i>IEA</i>	<i>International Energy Agency;</i>
<i>LES</i>	<i>Large Eddy Simulation;</i>
<i>MV</i>	<i>Mixed Ventilation;</i>

<i>PMV</i>	<i>Predicted Mean Vote;</i>
<i>PPD</i>	<i>Predicted Percentage Dissatisfied;</i>
<i>PRESTO!</i>	<i>PREssure STaggering Option;</i>
<i>RANS</i>	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes;</i>
<i>RNG</i>	<i>Renormalization Group;</i>
<i>RP</i>	<i>Research Project;</i>
<i>RSM</i>	<i>Reynolds Stress Model;</i>
<i>RTS</i>	<i>Radiant Time Series;</i>
<i>SIMPLE</i>	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation.</i>

1. Introdução

1.1 Motivação

Estima-se que, de um modo geral, os indivíduos permaneçam entre 80 e 90% de seu tempo em espaços fechados, o que inclui escolas, escritórios, veículos e residências. Por conta disso, há um crescente interesse em estudar os problemas relacionados ao conforto térmico e a qualidade do ar em ambientes internos (TEODOSIU *et al.*, 2003).

A eficiência da utilização de energia vem sendo, já há alguns anos, bastante discutida devido aos crescentes problemas ambientais e diminuição dos recursos naturais. Mais de 40% do consumo de energia, em países desenvolvidos, se dão devido a sistemas que foram projetados de maneira ineficiente (LIU *et al.*, 2009). Os sistemas de condicionamento de ar são responsáveis por uma grande parcela do consumo de energia, chegando a mais de 50% em alguns países (PÉREZ-LOMBARD *et al.*, 2008). Como na maioria dos projetos de engenharia, existe uma forte motivação em pesquisar produtos que forneçam resultados satisfatórios, assim como sua viabilidade econômica, e isso também se estende aos métodos de climatização de ambientes.

Uma alternativa para a diminuição do consumo de energia é a melhora do sistema de distribuição de ar, que é apontado como um dos responsáveis diretos pelos desperdícios energéticos de residências e edifícios comerciais. A solução pode ser a utilização de um sistema de ventilação por deslocamento, que é um sistema onde o insuflamento de ar é feito no nível do piso com baixas velocidades e utiliza-se da diferença de massas específicas do ar insuflado e do recinto para deslocar o último em direção aos exaustores no nível do teto. Esse sistema fornece melhor qualidade do ar e pode diminuir o consumo de energia, além de proporcionar conforto térmico de maneira satisfatória (HU *et al.*, 1999).

Outra estratégia, que vem sendo utilizada nos últimos anos, é o uso do sistema de vigas frias, que são divididas em vigas ativas e passivas e que podem trocar calor sensível com o ambiente, independentemente do sistema de ventilação, obtendo, assim, uma alta eficiência energética, além de um bom nível de conforto térmico.

Para projetar um ambiente que possa oferecer essa sensação de conforto térmico, é necessário prever alguns parâmetros como a velocidade do ar, a umidade e o perfil de temperatura. Logo, é fundamental uma ferramenta que forneça esses resultados, contribuindo, assim, para a melhora da produtividade e o bem-estar dos ocupantes do recinto, bem como para a economia de energia. As ferramentas utilizadas são medições experimentais e a fluidodinâmica computacional (CFD).

A técnica de CFD resolve numericamente um conjunto de Equações Diferenciais Parciais, normalmente a equação de conservação de massa, quantidade de movimento (equações de Navier-Stokes), a equação da energia e a conservação das espécies. Com os recentes avanços na capacidade de processamento de novos computadores, a utilização desta técnica para posterior análise dos resultados têm se tornado um processo menos trabalhoso, com redução do tempo e, conseqüentemente, diminuição do custo. Somado a vantagem de prever a velocidade do ar, a temperatura e a concentração de vapor d'água (razão de umidade) em vários locais do escoamento (CHEN *et al.*, 1999), o CFD se caracteriza como uma ferramenta extremamente relevante para projetos de engenharia.

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo principal avaliar os principais parâmetros de conforto térmico em um ambiente climatizado por um sistema de ventilação por deslocamento, que é um método de estratificação de temperatura. A análise será realizada através da aplicação de uma ferramenta computacional de CFD, o software comercial ANSYS Fluent, que, por sua vez, obtém informações do escoamento como campos de velocidade e temperatura. Propõe-se, também, a avaliar como um sistema de viga fria passiva, atuando concomitantemente ao sistema de ventilação por deslocamento, influencia no escoamento e no conforto térmico dos ambientes estudados, tendo em vista uma redução energética. Neste trabalho, o controle da concentração de vapor d'água não será considerado.

2. Revisão Bibliográfica

2.1 Conforto Térmico

De acordo com a ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) (2013), conforto térmico pode ser definido como o estado da mente que expressa a satisfação do homem com o ambiente térmico que o circunda. É de suma importância o seu estudo, uma vez que, além da satisfação pessoal, ele está diretamente relacionado com a produtividade e a conservação de energia. Além disso, permite um melhor rendimento das atividades intelectuais, manuais e perceptivas. Também, quando se conhece as condições e os parâmetros relativos ao conforto térmico, é possível evitar desperdícios com resfriamento e aquecimento.

A insatisfação com a temperatura do ambiente, ou seja, a sensação de desconforto térmico pode ser causada por calor ou frio quando há diferenças entre o calor produzido pelo corpo e o calor perdido para o ambiente, ou seja, quando o balanço térmico não é estável (ÇENGEL e BOLES, 2006). Porém, devido ao fato de haver diferenças, tanto psicológicas quanto fisiológicas, de uma pessoa para a outra, as condições necessárias para atingir o conforto térmico não são as mesmas para todos. Tendo isto em vista, foram feitos extensivos estudos em laboratório e estudos de campo para definir as condições em que é possível proporcionar o conforto térmico a uma determinada porcentagem de ocupantes.

Tratando-se de conforto térmico no interior do recinto, atualmente, é utilizado, principalmente, duas abordagens distintas: o PMV e o modelo adaptativo (RUPP *et al.*, 2015). A primeira abordagem é baseada no modelo clássico de FANGER (1970) para espaços com ar condicionado, que baseia o conforto térmico no modelo de balanço térmico do corpo humano. Esse modelo tem como objetivo avaliar a sensação térmica média de um grupo de pessoas e sua porcentagem de pessoas insatisfeitas, e, para isso, utiliza-se do PMV-PPD (*Predicted Mean Vote-Predicted Percentage Dissatisfied*), que assume que a sensação térmica é influenciada por seis variáveis diferentes: duas variáveis pessoais e quatro variáveis ambientais, que são, respectivamente:

- **Metabolismo:** taxa de transformação de energia química em calor e trabalho mecânico pelas atividades metabólicas dentro de um organismo. Normalmente é expressado em termos de unidade de área da superfície total do corpo.
- **Vestimenta:** expressa a resistência a transferência de calor sensível, entre o corpo e o meio, fornecido por um conjunto de roupas, representando, assim, uma barreira para as trocas de calor por convecção.
- **Temperatura do ar:** é definido como a temperatura média do ar que circunda um ocupante.
- **Temperatura média radiante:** é definido como a temperatura de um recinto preto uniforme imaginário que troca a mesma quantidade de radiação térmica com o ocupante que o recinto em questão.
- **Velocidade do ar:** é a velocidade média do ar em que um corpo é exposto em relação ao espaço e ao tempo.
- **Umidade relativa do ar:** é a razão entre a quantidade de vapor d'água contida no ar e a quantidade máxima que pode ser contida na mesma temperatura e pressão.

A norma ASHRAE 55 (2013) é baseada no método PMV, porém também apresenta o método adaptativo como uma alternativa para avaliar construções com ventilação natural (RUPP *et al.*, 2015). O método adaptativo é baseado no princípio adaptativo, que diz: “se ocorrer uma mudança que cause desconforto, as pessoas reagem de um modo que tende a restaurar seu conforto” (BRAGER e DE DEAR, 1998). Ou seja, os indivíduos são tratados de modo ativo e não passivo, como no modelo PMV.

Ressalta-se que os métodos PMV e adaptativo são, normalmente, utilizados para quantificar o conforto térmico de forma geral. A ASHRAE também trata de desconforto localizado, que são causados por fatores como assimetria de radiação, correntes de ar, diferença de temperatura do ar no sentido vertical e pisos aquecidos ou resfriados.

A partir do momento em que se tem as informações do escoamento e se pode determinar as variáveis já supracitadas, é possível avaliar o conforto térmico por alguma ferramenta computacional. O presente trabalho se propõe a avaliar o conforto térmico geral na zona habitável do recinto, assim como os principais fatores de desconforto térmico localizado, de acordo com parâmetros recomendados, tanto pelo *Standard 55*, da ASHRAE (2013), quanto pela ISO 7730 (2005).

2.2 Métodos de distribuição de ar

No que diz respeito à distribuição de ar, a ASHRAE (2004) define ventilação como o processo de fornecimento e de remoção de ar de um espaço com o propósito de controlar os níveis de poluentes, umidade ou temperatura dentro do referido espaço. Ou seja, a ventilação é a troca do ar confinado do recinto por ar fresco, normalmente vindo do exterior. Essa troca de ar pode acontecer tanto de forma natural (ventilação natural) - através de frestas e aberturas, como portas e janelas - ou de forma mecânica - onde o insuflamento e exaustão do ar são feitas a partir de ventiladores.

Os métodos de distribuição de ar, ou ventilação mecânica, podem ser classificados da seguinte maneira, segundo a ASHRAE (2008):

- Mistura (*Mixed*): produz pouca ou nenhuma estratificação térmica do ar na zona ocupada do recinto. São os métodos mais comuns e esse método de distribuição de ar normalmente recebe o nome de ventilação por mistura (*Mixed Ventilation*).
- Totalmente estratificado (*Full thermal stratification*): produz pouca ou nenhuma mistura do ar insuflado com o ar contido no recinto. São sistemas que usam do empuxo térmico para deslocar o ar da zona ocupada até os exaustores e o sistema mais comum, dentre os estratificados, é o de ventilação por deslocamento (*Displacement Ventilation*).
- Mistura parcial (*Partially mixed*): produz alguma mistura na zona habitada do recinto, enquanto cria condições de estratificação no volume acima da mesma. A maioria dos sistemas de distribuição pelo piso (*Underfloor Air Distribution*) são sistemas de mistura parcial.

Em métodos de ventilação por mistura, o ar é insuflado a velocidades relativamente altas, por grelhas ou difusores, acima da zona ocupada do recinto, com o intuito de promover uma mistura entre o ar insuflado e o ar no recinto. Para conforto térmico, se espera uma distribuição de temperatura uniforme e velocidades médias normalmente menores que $0,25 \text{ m/s}$ na zona ocupada do recinto (ASHRAE, 2013). É o método de distribuição de ar mais utilizado, uma vez que, com um projeto correto, é capaz

de ser usado, também, para aquecimento, além de poder lidar com cargas térmicas altas (AWBI, 2003).

Um outro método de climatização bastante comum, apesar de pouco usual no Brasil, é o método de ventilação por deslocamento no piso. Nesse método, o ar é insuflado na altura do piso, ou numa altura próxima a ele, e desloca o ar já existente em direção ao teto, onde se encontram os exaustores. O ar insuflado no ambiente troca calor com as fontes de calor presentes no recinto, tais como pessoas, lâmpadas, equipamentos eletrônicos, e, a partir da convecção natural e das forças de empuxo do próprio recinto é criado um movimento ascendente e vertical em forma de plumas térmicas. Nesse tipo de método, o ar geralmente é insuflado a uma velocidade baixa e com temperaturas um pouco mais elevadas, visando evitar correntes de ar frio, conhecidas como *draft* (ou *draught*). A seguinte figura apresenta uma esquematização de como é feita a ventilação por deslocamento:

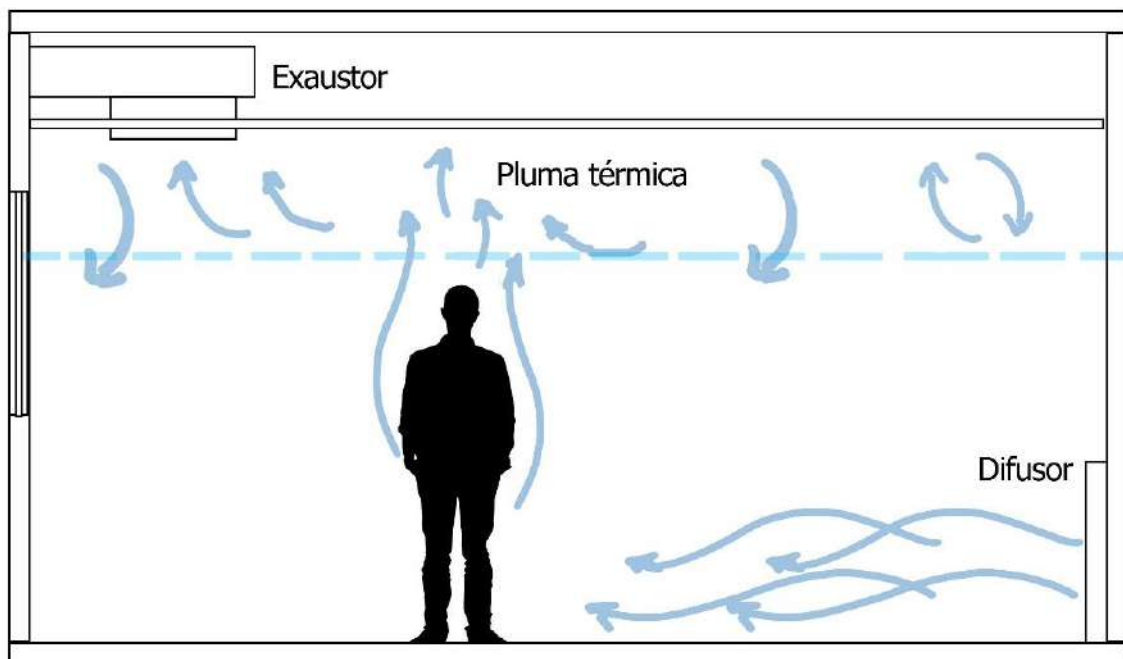


Figura 2.1: Características da ventilação por deslocamento.

A ventilação por deslocamento foi inicialmente desenvolvido na década de 1970 e começou a ser aplicada de maneira geral nas indústrias, sobretudo escandinavas, com problemas de contaminação do ar (SVENSSON, 1989). Um dos pioneiros no estudo sobre esse tipo de ventilação foram SANDBERG e SJÖBERG (1984), que observaram

que em sistemas com ventilação em que o ar e os contaminantes se movem na mesma direção tem o menor nível de concentração de contaminantes e que uma vazão de ar baixa é necessária para obter alta eficiência.

Tradicionalmente, a quantidade de ar insuflado em um sistema de ventilação por deslocamento é menor do que os sistemas tradicionais de ventilação por mistura. Por isso, é necessário uma análise e projeto cuidadoso de como se dá a configuração do recinto e das condições de operação para poder lidar com as cargas térmicas. A temperatura e a umidade do ar insuflado, a velocidade e os perfis de temperatura e umidade na zona ocupada do recinto são parâmetros muito importantes diretamente relacionados ao conforto térmico.

Um dos principais problemas em relação a ventilação por deslocamento é que, como o ar frio é insuflado diretamente na zona ocupada, há a possibilidade de ocorrer a tiragem do ar (*draft*) no nível do piso. Outro problema é o gradiente vertical de temperatura. É de suma importância estar de acordo com a norma ASHRAE *Standard 55* para se ter valores aceitáveis de diferença de temperatura entre tornozelo e cabeça na zona ocupada do recinto, pois isso limita a magnitude da temperatura de insuflação e das cargas térmicas para uma determinada vazão. Esse é um fator importante, principalmente, quando se lida com altas cargas e climas quentes (ASHRAE, 1999).

YUAN *et al.* (1999) afirmam que a porcentagem de pessoas insatisfeitas em relação a tiragem do ar na zona ocupada é menor que 15% se forem utilizadas as recomendações corretas. Porém, MELIKOV e NIELSEN (1989) avaliaram o conforto térmico em 18 locais que utilizavam ventilação por deslocamento e observaram que, dentro da zona ocupada, em 33% dos locais avaliados havia mais de 15% de pessoas insatisfeitas devido a tiragem do ar e em 40% dos locais avaliados havia uma diferença de temperatura da altura do pé para a cabeça de mais de 3 °C, não estando nos limites previstos pela ASHRAE.

Mais tarde, MELIKOV *et al.* (2005) conduziram uma pesquisa de campo com 227 pessoas em 10 lugares diferentes usando ventilação por deslocamento e observou que 49% dos ocupantes reportaram desconforto com a temperatura da sala e cerca de 24% dos ocupantes se disseram incomodados com a tiragem do ar, sobretudo na altura do tornozelo. Esses estudos mostram que um projeto apropriado é essencial.

Deve-se, também, ter atenção especial com o gradiente vertical de temperatura em sistemas que utilizam ventilação por deslocamento, já que pode causar desconforto, dependendo da situação. À medida que as plumas térmicas ascendem, o ar quente da pluma troca calor com o ar ambiente por convecção e, devido ao entranhamento entre os dois, forma-se uma estratificação bem estável ao redor das plumas e isso resulta em um gradiente de temperatura vertical no espaço condicionado (PARK e HOLLAND, 2001).

LI *et al.* (1992) estudaram perfis de temperatura em salas climatizadas com o sistema de deslocamento no piso e concluiu que o gradiente de temperatura vertical é consideravelmente afetado pela condução nas paredes e pela transferência de calor por radiação entre as diferentes superfícies da sala, particularmente o teto e o chão. Também foi observado que diferentes alturas das fontes de calor resultam em perfis de temperatura diferentes. YUAN *et al.* (1999), em seus estudos, afirmam que o gradiente de temperatura vertical também vai depender da distribuição e quantidade das fontes de calor.

Outro fator que influencia no gradiente de temperatura é a altura do recinto. Sistemas de ventilação por deslocamento são mais adequados para espaços maiores, como oficinas e teatros (YUAN *et al.*, 1998). SKISTAD (1989) estudou perfis de temperatura em auditório com difusores sob as cadeiras e observou que a variação da temperatura subia rapidamente do ar de insuflamento no nível do chão até a elevação onde as pessoas estavam localizadas. Acima dos indivíduos, havia apenas um leve gradiente de temperatura até onde as lâmpadas estavam localizadas e, naquela altura, havia um outro salto de temperatura que ia até a temperatura do ar do exaustor no nível do teto.

Trabalhos prévios (SVENSSON, 1989; SANDBERG e BLOMQVIST, 1989; WYON e SANDBERG, 1990) indicam que para ambientes de escritório, com alturas por volta de 2,7 m, o método de ventilação por deslocamento não consegue manter condições aceitáveis de conforto térmico para cargas acima de 40 W/m^2 , a menos que a taxa de ventilação seja aumentada, ou, então, seja removida parte do calor a partir de algum método alternativo. Mais tarde, YUAN *et al.* (1999) realizaram um estudo com diversos casos em diversas condições climáticas norte-americanas e chegaram à conclusão de que, com o dimensionamento correto do sistema, é possível manter as condições de conforto para cargas de até 120 W/m^2 , com uma taxa de ventilação aumentada.

Conforme supracitado, é possível utilizar outro sistema para remover parte da carga térmica junto ao método de ventilação por deslocamento. O método mais comum costuma ser o de tetos radiantes, extensivamente estudado por ALAMDARI *et al.* (1998), HODDER *et al.* (1998), REES e HAVES (2001, 2013) e GHADDAR *et al.* (2008). Entretanto, recentemente, SHAN e RIM (2018) estudaram um sistema de ventilação por deslocamento em conjunto com um sistema de viga passiva e chegaram à conclusão de que, com o auxílio da viga passiva, o sistema de ventilação por deslocamento oferece 60% menos risco de tiragem do ar que o sistema tradicional de ventilação por mistura e que, dependendo da carga retirada pela viga, é possível alterar a temperatura e velocidade de insuflação para garantir o conforto térmico enquanto se mantém o gradiente vertical de temperatura dentro dos parâmetros especificados e mantendo, também, a eficácia de ventilação.

SHI e CHEN (2018) e SHI *et al.* (2018) também estudaram como se comportam os sistemas de ventilação por deslocamento e viga fria, através de experimentos e técnicas de fluidodinâmica computacional e chegaram à conclusão de que quando os dois sistemas são utilizados em conjunto, pode-se observar a estratificação do ambiente devido ao sistema de ventilação por deslocamento e que a presença da viga fria passiva diminui o gradiente de temperatura. Foi observado também um fluxo de ar descendente proveniente da viga fria passiva, o que aumentava a velocidade do ar na zona ocupada do recinto e diminuía o índice de PMV, tornando a região menos confortável termicamente. Quanto aos resultados numéricos, foram obtidos resultados bem próximos aos obtidos experimentalmente.

2.3 Vigas Frias

Viga Fria é um sistema baseado na troca de calor convectiva, em que água fria passa por um trocador de calor localizado dentro do espaço condicionado, ocasionando uma transferência de calor sensível com o espaço (SABER *et al.*, 2016). O sistema de vigas é uma solução eficiente, no sentido energético, para espaços com cargas de umidade moderadas e que necessitem de uma zona de controle de temperatura, além de ter um modo de operação simples e baixos custos de manutenção (WOOLLETT *et al.*, 2014).

Esse sistema pode contribuir para a economia de algumas maneiras, como a redução da quantidade de ventiladores a serem utilizados, do tamanho dos dutos e do espaço acima do teto, o que implica na possibilidade da redução da altura da construção, levando a uma diminuição dos custos de construção. Se projetado e aplicado corretamente, esse sistema pode, em certos casos, eliminar completamente o reaquecimento e reduzir em até 40% o tamanho da unidade tratadora de ar e da tubulação, diminuindo, assim, o consumo de energia em até 57% (RUMSEY e WEALE, 2007).

As vigas frias podem ser classificadas em vigas passivas e vigas ativas. As vigas passivas normalmente consistem de uma serpentina em um compartimento suspenso no teto. Água gelada escoa dentro da serpentina e a mesma troca calor com o ar a sua volta, que, por sua vez, é resfriado e tem sua massa específica aumentada, se movendo para baixo por conta das forças de empuxo, criando, assim, um fluxo de convecção natural para resfriar o recinto. A figura a seguir exemplifica uma viga passiva:

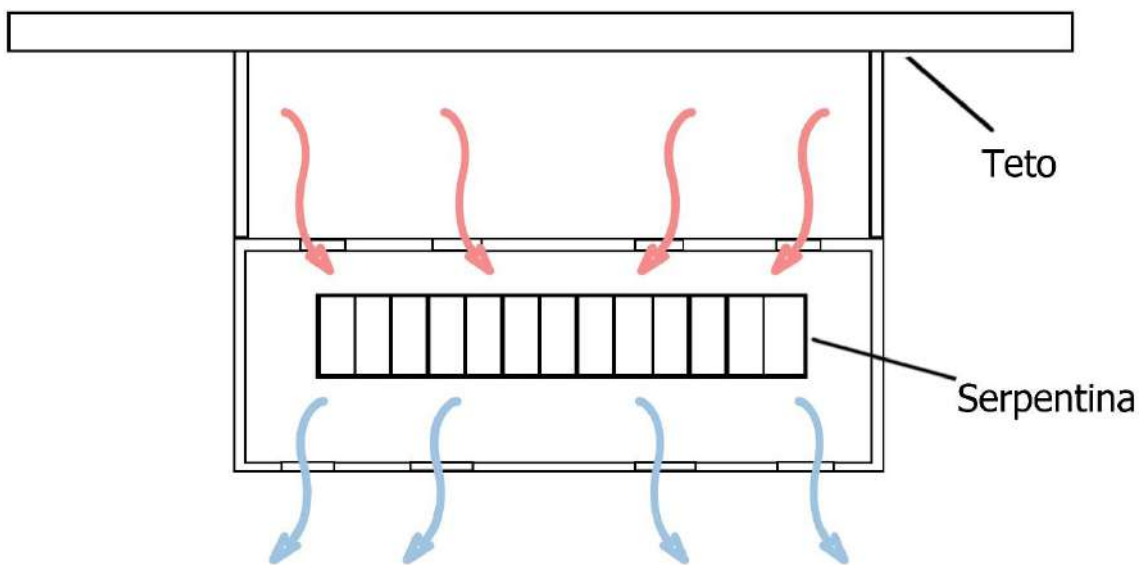


Figura 2.2: Representação de uma viga fria passiva.

As vigas frias passivas se assemelham, em partes, com os painéis radiantes, comumente encontrados no mercado. A diferença maior se dá no método primário de troca de calor. Enquanto os painéis radiantes utilizam majoritariamente de uma troca de calor por radiação, as vigas frias se utilizam da convecção, trocando uma parcela menor de calor por radiação. As vigas frias possuem uma maior taxa de transferência de calor

por unidade de área, se comparado aos painéis radiantes de teto, porém é necessário um estudo cuidadoso para determinar o melhor posicionamento de acordo com a geometria do local, áreas ocupadas e posições das janelas, uma vez que são fatores que afetam a capacidade de resfriamento e o conforto térmico no local (KIM, 2016).

Diversos estudos foram realizados para observar as características do uso de vigas frias passivas em relação a troca de calor e ao escoamento. NELSON *et al.* (2016) realizaram experimentos em uma sala de teste com temperatura controlada e manequins térmicos e painéis radiantes para determinar o efeito em que o local da fonte térmica tem sobre a capacidade de resfriamento da viga. Foi observado uma dependência do local, e não do tipo de fonte térmica, sendo manequins posicionados assimetricamente sob a viga passiva resultando em uma redução de 16% da capacidade de resfriamento ao ser comparado com aqueles posicionados simetricamente. Quanto os painéis radiantes, foi observado a mesma capacidade para painéis posicionados simetricamente e assimetricamente sob a viga.

Em relação ao escoamento, KOSONEN *et al.* (2010) conduziram experimentos em um modelo de um escritório com um manequim para estudar a velocidade do ar nos espaços ocupados e observou que o ponto de velocidade máxima dentro da zona ocupada depende da intensidade da fonte de calor e da sua distribuição no recinto, sendo assim a interação do escoamento com as fontes de calor, em um ambiente utilizando vigas frias passivas, de suma importância para o conforto térmico.

Outro tipo de sistema de viga fria disponível no mercado é a viga fria ativa. A principal diferença da viga passiva e da ativa é que a última contém um ar condicionado primário. O ar insuflado por esse condicionador de ar passa por bicos de indução de alto desempenho, que induzem o ar da sala a trocar calor com a serpentina hidrônica e promove uma mistura entre os dois e, logo após, lança-o de volta ao recinto. Esse processo de indução que permite que as vigas frias ativas tenham maior capacidade de resfriamento que as passivas. A figura a seguir mostra uma representação de uma viga fria ativa:

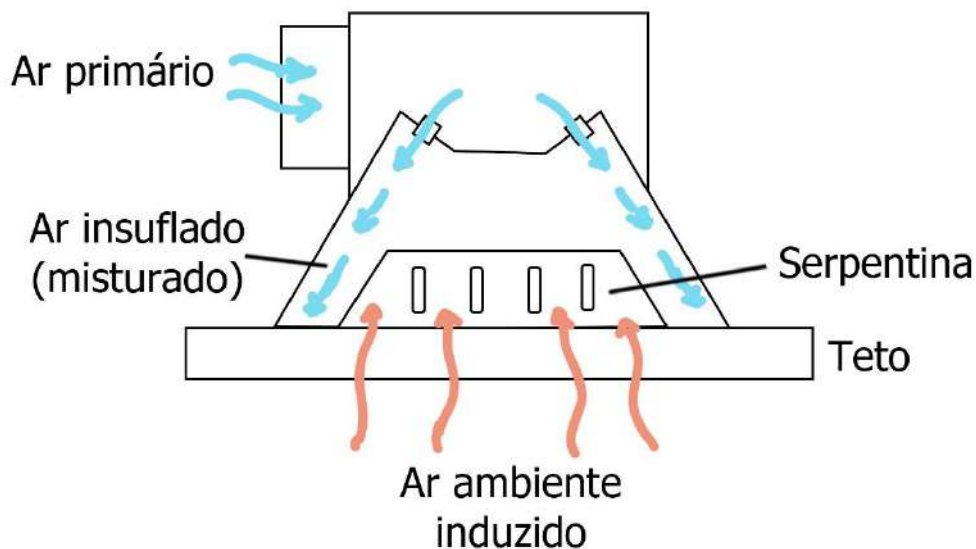


Figura 2.3: Representação de uma viga fria ativa.

Também foram realizados diversos estudos para compreender como as vigas ativas afetam no escoamento e na capacidade de resfriamento. KOSKELA *et al.* (2010) estudaram como se comporta o escoamento e a tiragem do ar em um ambiente utilizando vigas ativas. O estudo foi conduzido em um modelo de sala que simulou as condições das diferentes estações do ano e foi possível observar que as plumas térmicas das fontes de calor e a temperatura das janelas tiveram influência considerável no escoamento do ar na zona ocupada. Também foi possível observar correntes de ar, que prejudicam a sensação de conforto térmico, em locais onde o jato foi direcionado para a zona ocupada e no nível do solo por conta de recirculações.

WU *et al.* (2018), por sua vez, investigou como o escoamento numa sala com viga fria ativa se comportava em relação as fontes térmicas e, também, como se dava o conforto térmico. Para isso, determinou-se o ADPI (*Air Diffusion Performance Index*) e PMV (*Predicted Mean Vote*) com os dados experimentais obtidos. Concluiu-se que as fontes de calor aumentam a velocidade média do escoamento, porém não afetam significativamente sua distribuição. Em contraste, a configuração das fontes de calor tem grande impacto na distribuição de temperatura, sendo as configurações simétricas fornecendo melhor conforto térmico que as assimétricas. Quanto ao conforto térmico, foi observado que os pontos fora do critério de aceitação eram por conta de velocidades acima de $0,35 \text{ m/s}$ e que o índice do PMV era reduzido conforme a velocidade aumentava.

No geral, vigas ativas e passivas têm aplicações específicas relacionadas a cada método. Portanto, é necessário, antes de tudo, realizar um estudo para avaliar a viabilidade, adequação do sistema e os potenciais benefícios que cada um pode trazer ao projeto (WOOLLETT *et al.*, 2014).

2.5 Modelos de Turbulência

As técnicas de CFD têm sido cada vez mais aplicadas para analisar a distribuição de ar em espaços não-industriais e esses estudos também contemplam técnicas de distribuição de ar, como a ventilação por deslocamento, e tecnologias emergentes, como o uso de vigas frias. Entretanto, ao modelar o problema de estudo, é necessária uma avaliação de alguns fatores importantes, como o modo a lidar com a turbulência, que, segundo ZHAI *et al.* (2007), é um dos fatores chaves na precisão e eficiência da simulação.

O método com maior acurácia no estudo de escoamentos turbulentos é o DNS (*Direct Numerical Simulation*), em que as equações de Navier-Stokes são resolvidas na sua forma completa, porém, também, é o mais custoso computacionalmente. Outro modelo bastante utilizado é o LES (*Large Eddy Simulation*), onde para as grandes escalas são resolvidas explicitamente as equações de Navier-Stokes tridimensionais dependentes do tempo e para as pequenas escalas utilizam-se modelos de escalas de sub-malha (RODI, 2006). No entanto, existem modelos matemáticos que conseguem prever os fenômenos de turbulência, com um menor custo computacional e boa precisão. Dentre esses modelos, destacam-se os modelos RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), que visam calcular o escoamento turbulento médio e modelam as flutuações turbulentas. Desse modelo, derivam os modelos de 2 equações, como o $k - \varepsilon$ e o $k - \omega$.

A turbulência é uma característica física bem comum inerente aos escoamentos de fluidos. O escoamento do ar em ambientes fechados pode ser resultado de vários fatores como ventilação natural, ventilação mecânica ou empuxo térmico e a combinação desses mecanismos proporciona características complexas ao escoamento como separação, recirculações, vórtices, entre outros. Diferentes tipos de sistemas de condicionamento de

ar, bem como diferentes situações, necessitam de abordagens ímpares no que tange os modelos de turbulência, e, por isso, não existe uma conclusão sobre qual é o melhor modelo de turbulência a ser usado (GILANI *et al.*, 2016).

JACOBSEN e NIELSEN (1993) realizaram simulações de escoamentos, em ambientes com ventilação por deslocamento, de modo a avaliar a eficácia de três modelos diferentes baseados no modelo $k - \varepsilon$ (modelo padrão, $k - \varepsilon$ com termo de empuxo e $k - \varepsilon$ e o modelo de baixo número de Reynolds de CHIKAMOTO (1992)) e, ao comparar com medições experimentais, observaram que os três modelos apresentavam resultados satisfatórios e, de maneira geral, semelhantes. YUAN *et al.* (1999), por sua vez, compararam os resultados de dados experimentais do escoamento de ar em três tipos diferentes de salas com resultados obtidos por um programa de CFD utilizando um modelo RNG $k - \varepsilon$ e encontraram uma boa concordância nos resultados de velocidade e temperatura, porém houveram algumas discrepâncias na flutuação da velocidade e na concentração de vapor d'água do ar.

Outro estudo semelhante foi realizado por ZHANG *et al.* (2007), que analisaram a performance, em termos de precisão e de custo computacional, de oito diferentes modelos de turbulência aplicados a escoamentos em recintos climatizados. Dentre os modelos, foram utilizados um modelo de zero equação, três modelos de duas equações, nos quais se encontram o RNG $k - \varepsilon$, o $k - \varepsilon$ com baixo número de Reynolds e o SST $k - \omega$, um modelo de três equações $V^2 - f$ e o modelo RSM (*Reynolds Stress Model*). Os resultados em relação a precisão foram obtidos comparando dados experimentais onde havia a presença de convecção natural, forçada e mista. Os resultados mostraram que o RNG $k - \varepsilon$ e o modelo de três equações obtiveram os melhores resultados em relação aos outros modelos. Também foi levada em consideração a precisão na presença de empuxo e nessa situação o modelo SST $k - \omega$ se sobressaiu, porém não teve bom desempenho com números de Reynolds baixos.

A ASHRAE, em um *Research Project*, desenvolvido por WANG e CHEN (2009), estabeleceu um *benchmark* para estudo e validação de escoamentos em regime transicional. Para isso, foi desenvolvido três experimentos diferentes e seus resultados experimentais comparados aos obtidos através de simulações numéricas realizadas com oito modelos de turbulência diferentes, incluindo seis modelos RANS e modelos mais

complexos como o DES (*Detached Eddy Simulation*) e o LES (*Large Eddy Simulation*). Os autores concluíram que, dentre os modelos RANS, os modelos RNG $k - \varepsilon$ e RSM obtiveram as melhores performances, porém à medida que os escoamentos se tornavam mais complexos, sua eficácia diminuía.

Recentemente, GILANI *et al.* (2016) estudaram a distribuição de ar e o gradiente de temperatura vertical de um recinto utilizando ventilação por deslocamento e, depois, validaram os resultados obtidos. Foram gerados resultados com cinco modelos diferentes de turbulência: o $k - \varepsilon$ padrão, o R $k - \varepsilon$, o RNG $k - \varepsilon$, $k - \omega$ padrão e SST $k - \omega$. Os resultados confirmaram que o impacto que o modelo de turbulência tem nos resultados é enorme e que, dos cinco modelos de turbulência usados, apenas os modelos $k - \omega$ obtiveram sucesso ao reproduzir a pluma térmica e os efeitos de estratificação associados.

3. Metodologia

3.1. Teoria básica

3.1.1. Equação da Continuidade

A equação da continuidade, ou equação da conservação de massa, expressa o fato de que, em um sistema, a massa não pode ser criada e nem desaparecer. A equação da continuidade é dada a seguir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido e u é a componente de velocidade média do fluido.

3.1.2. Equação da Conservação da Quantidade de Movimento

Para poder analisar o perfil de velocidade, é necessário a equação da conservação da quantidade de movimento, que fazem parte do conjunto de equações de Navier-Stokes, e que é descrito por:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_b \quad (3.2)$$

onde p é a pressão média e μ a viscosidade do fluido. O termo S_b , por sua vez, para aplicações de condicionamento de ar, inclui o termo de empuxo, que é definido na equação a seguir:

$$S_b = (\rho - \rho_0) g_i \quad (3.3)$$

Em simulações de escoamento em ambientes, onde há ar a baixas temperaturas sendo insuflado em um ambiente com temperatura mais elevada, a convecção natural e

as forças de empuxo devem ser levadas em consideração. Para isso, portanto, deve-se calcular a massa específica baseada na sua temperatura ou pressão, e não como uma constante.

Um método bastante utilizado para se tratar a massa específica é a aproximação de Boussinesq, onde a massa específica do fluido é função da temperatura. Esse modelo trata a massa específica como uma constante em todas as equações, exceto no termo fonte da equação de conservação da quantidade de movimento, de forma que o mesmo é dado por:

$$S_b = -\rho_0\beta(T - T_0)g_i \quad (3.4)$$

onde ρ_0 é a massa específica de referência do fluido, T_0 é a temperatura de referência, g é a aceleração gravitacional e β é o coeficiente de expansão térmica.

3.1.3. Equação da Conservação da Energia

A equação da energia, que fornece o perfil de temperatura do escoamento, pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_t \frac{\partial T}{\partial x_j} + \Phi_v\right) + S_h \quad (3.5)$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (3.6)$$

Nas equações acima, h é a entalpia sensível do fluido, k_t é a condutividade térmica, $\Phi_v = 2\mu S_{ij}S_{ij}$, onde S_{ij} é o tensor taxa de deformação deviatórico, e equivale ao termo de dissipação viscosa, e S_h é o termo fonte, que pode incluir fontes de calor volumétricas e o termo fonte de radiação.

3.1.4. Condições de contorno

Para fechar o sistema de equações diferenciais, é necessário definir as condições de contorno do problema a ser estudado. As condições de contorno de interesse para os problemas a ser estudados podem ser de Dirichlet ou de Neumann.

A condição de contorno de Dirichlet, ou de primeiro tipo, é aplicada quando se tem o valor da variável dependente conhecido no contorno. São empregadas, por exemplo, nas condições de não escorregamento e impenetrabilidade na parede, na especificação dos perfis de velocidade, temperatura e pressão nas superfícies de contorno de entrada e de saída. Essa condição é definida na seguinte equação:

$$\phi|_r = \phi_r \quad (3.7)$$

A condição de contorno de Neumann, ou de segundo tipo, por sua vez, é aplicada quando se especifica o valor que a derivada de uma solução deve tomar no contorno. São utilizadas, por exemplo, em paredes adiabáticas e eixos de simetria. As condições de segundo tipo são definidas como:

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_r = q_r \quad (3.8)$$

3.2. Turbulência

Como já descrito no capítulo 2.4, existem alguns modos de lidar com a turbulência e, segundo ZHAI (2007), em sua revisão bibliográfica sobre os diversos modelos de turbulência, os modelos de média de Reynolds são suficientes para lidar com a maioria das aplicações de distribuição de ar.

As equações médias de Reynolds são obtidas aplicando-se o conceito da decomposição de Reynolds às equações Navier-Stokes. Essa decomposição descreve os valores instantâneos das variáveis presentes no escoamento como uma flutuação

randômica em torno dos valores médios. Ou seja, pode ser expresso como a soma de um valor médio ($\bar{\phi}$) e uma flutuação instantânea (ϕ'):

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.9)$$

Define-se a média temporal para um intervalo t maior do que o da ocorrência da flutuação, mas pequeno o suficiente para que a variação do valor médio das variáveis seja menor do que a das flutuações:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt \quad (3.10)$$

Os campos das variáveis inerentes ao escoamento são, portanto, decompostos em:

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.11a)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.11b)$$

$$T = \bar{T} + T' \quad (3.11c)$$

Sendo a média das flutuações nula, pela definição da decomposição de Reynolds, as equações médias de Reynolds (RANS) são obtidas ao aplicar as hipóteses das equações 3.9 a 3.11 nas equações governantes do escoamento e obtendo, assim, suas respectivas equações médias. As equações governantes do escoamento na sua forma RANS podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) + S_b \end{aligned} \quad (3.13)$$

Para fechar as equações, o termo $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$, conhecido como tensor de Reynolds, precisa ser modelado. Um dos métodos mais comuns é a utilização de um modelo de viscosidade turbulenta, onde é aplicada a hipótese de Boussinesq, descrita a seguir:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.14)$$

onde μ_t é a viscosidade turbulenta, δ_{ij} é o delta de Kronecker e k é a energia cinética turbulenta.

Analogamente, a equação da energia, em sua forma RANS, é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} [u_j (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k_t + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_h \quad (3.15)$$

O termo de viscosidade turbulenta é associado ao modelo de turbulência utilizado, onde o modelo de turbulência promove uma aproximação para a viscosidade turbulenta, de modo que todas as equações possam ser resolvidas.

As principais categorias dos modelos de viscosidade turbulenta são os modelos de zero equação, os modelos de uma equação e os modelos de duas equações. Os modelos de zero equação, ou modelos algébricos, são modelos que não requerem nenhuma equação adicional e utilizam uma equação algébrica para calcular a viscosidade turbulenta. Os modelos de uma equação resolvem uma equação que prediz o transporte de uma escala turbulenta. Já os de duas equações, resolvem duas equações de escalas turbulentas, normalmente o transporte de energia cinética turbulenta e uma outra escala. Os modelos de médias de Reynolds de viscosidade turbulenta utilizados nesse trabalho são descritos nas próximas sessões.

3.2.1. Modelo $k - \varepsilon$ padrão

O modelo de turbulência de turbulência mais comum e o mais utilizado nas últimas décadas tem sido o $k - \varepsilon$. Esse é um modelo de duas equações em que a viscosidade turbulenta é calculada através da solução da equação da energia cinética

turbulenta e da taxa de dissipação (JONES e LAUNDER, 1971; LAUNDER e SPALDING, 1974).

A energia cinética turbulenta, k , e sua taxa de dissipação, ε , são obtidas a partir das seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon}{k} \quad (3.17)$$

onde G_k representa a geração da energia cinética devida à velocidade média dos gradientes, G_b é a geração de energia cinética turbulenta devido ao empuxo. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e $C_{3\varepsilon}$ são constantes, σ_k e σ_ε são os números de Prandtl turbulentos para k e ε , respectivamente. S_k e S_ε são termos fontes.

O termo μ_t nas equações 3.16 e 3.17 representa a viscosidade turbulenta e é calculado combinando k e ε , da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.18)$$

As constantes do modelo foram determinadas experimentalmente (LAUNDER e SHARMA, 1974) e tem os seguintes valores: $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$

Na equação 3.17, o termo G_k , que representa a produção de energia cinética turbulenta, para que esteja de acordo com a hipótese de Boussinesq, é modelado da seguinte forma:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.19)$$

onde S é a norma do tensor taxa de deformação, dada por $S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$.

Quando há a presença, simultaneamente, de um campo gravitacional e um gradiente de temperatura, os modelos $k - \varepsilon$ devem contabilizar a geração de energia cinética turbulenta devido ao empuxo térmico. A geração de turbulência devido ao empuxo térmico é dada por:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.20)$$

onde Pr_t é o número de Prandtl turbulento para energia e g_i é a componente do vetor do campo gravitacional.

O modelo $k - \varepsilon$ normalmente entrega bons resultados para uma vasta gama de escoamentos mais simples e é o mais utilizado para aplicações de condicionamento de ar devido ao seu formato simples, robustez e grande número de validações (ASHRAE, 1999). Este modelo possui algumas limitações, como, por exemplo, escoamentos na presença de curvatura de linhas de corrente, escoamento sob ação de gradientes de pressão adverso, escoamentos com regiões de separação e jatos. Isso se dá, em grande parte, devido a esse modelo só ser válido em regiões onde o escoamento é totalmente turbulento, sendo impreciso em regiões próximas a parede, o que, normalmente, é tratado com o auxílio de funções de parede.

3.2.2. Modelo RNG $k - \varepsilon$

Desenvolvido por YAKHOT e ORZSAG (1986), o modelo RNG $k - \varepsilon$ é um modelo de turbulência que foi derivado das equações instantâneas de Navier-Stokes utilizando uma técnica estatística chamada teoria de renormalização de grupo (RNG) e, assim como no modelo $k - \varepsilon$ padrão, a viscosidade turbulenta é calculada através da solução da equação da energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação.

As equações de transporte de k e ε para o modelo RNG são similares as do modelo $k - \varepsilon$ padrão:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon}{k} + R_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.22)$$

Os termos α_k e α_ε são chamados de inverso do número de Prandtl efetivo para k e ε , respectivamente, e são computados utilizando a seguinte fórmula derivada analiticamente da teoria RNG:

$$\left| \frac{\alpha - 1,3929}{\alpha_0 - 1,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{\alpha + 2,3929}{\alpha_0 + 2,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.23)$$

onde $\alpha_0 = 1,0$. No limite de elevados números Reynolds ($\frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \ll 1$), temos que $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$.

A maior diferença entre o modelo $k - \varepsilon$ padrão e o modelo RNG $k - \varepsilon$ é o termo adicional R_ε presente na equação 3.22 e que é dado por:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0}) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.24)$$

onde $\eta \equiv \frac{Sk}{\varepsilon}$, $\eta_0 = 4,38$, $\beta = 0,012$.

As constantes do modelo $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ tem valores analiticamente derivados da teoria RNG. Esses valores são: $C_{1\varepsilon} = 1,42$ e $C_{2\varepsilon} = 1,68$.

Os termos de produção de energia cinética turbulenta e de geração de energia cinética devido ao empuxo térmico, para o modelo RNG $k - \varepsilon$ são modelados da mesma forma que no modelo $k - \varepsilon$ padrão.

Em razão do termo R_ε , para escoamentos com pouco cisalhamento, o modelo RNG tende a dar resultados comparáveis aos do modelo $k - \varepsilon$ padrão. Já para

escoamentos cisalhantes, o modelo RNG promove uma redução do valor da viscosidade turbulenta, o que leva o mesmo a ser mais sensível a efeitos de deformação rápida e curvaturas de linha de corrente que o modelo $k - \varepsilon$ padrão, fazendo com que esse modelo ofereça melhores resultados para estas classes de escoamento.

3.2.3. Modelo $k - \omega$ padrão

A alternativa mais comum aos modelos $k - \varepsilon$ é o modelo $k - \omega$ de WILCOX (1988), também conhecido como modelo $k - \omega$ padrão. Este é um modelo de duas equações que utiliza a energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação específica $\omega = \varepsilon/k$ como segunda variável.

A energia cinética turbulenta, k , a taxa específica de dissipação, ω , são obtidas pelas seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3.26)$$

onde G_k representa a geração da energia cinética devida à velocidade média dos gradientes, G_ω representa a geração de ω . Y_k e Y_ω representam a dissipação de k e ω , devido a turbulência. S_k e S_ω são termos fontes.

Os termos Γ_k e Γ_ω representam a difusividade efetiva de k e ω , respectivamente e são dados por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.27)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.28)$$

onde σ_k e σ_ω são os números de Prandtl turbulento para k e ω , respectivamente e $\sigma_k = \sigma_\omega = 2,0$. A viscosidade turbulenta, μ_t , é computada combinando k e ω da seguinte maneira:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.29)$$

O coeficiente α^* amortece a viscosidade turbulenta, causando uma correção para números baixos de Reynolds. Ele é dado por:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \frac{Re_t}{Re_k}}{1 + \frac{Re_t}{Re_k}} \right) \quad (3.30)$$

onde $Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$, $Re_k = 6$, $\alpha_0^* = \frac{\beta}{3}$ e $\beta = 0,072$. Para altos números de Reynolds: $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$.

O termo de produção para k pode ser avaliado, de maneira consistente com a hipótese de Boussinesq, da seguinte forma:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.31)$$

Para o cálculo do termo de produção de ω , são utilizadas as relações das equações a seguir:

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (3.32)$$

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right) \quad (3.33)$$

onde $\alpha_\infty = 0,52$, $\alpha_0 = 1/9$ e $R_\omega = 2.95$.

O termo Y_k representa a dissipação da energia cinética turbulenta e é calculado da seguinte maneira:

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (3.34)$$

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680\chi_k^2}{1 + 400\chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases} \quad (3.35)$$

$$\chi_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.36)$$

$$\beta^* = \beta_{\infty}^* \left(\frac{4/15 + (Re_t/R_{\beta})^4}{1 + (Re_t/R_{\beta})^4} \right) \quad (3.37)$$

onde $R_{\beta} = 8$ e $\beta_{\infty}^* = 0,09$.

Para a taxa de dissipação específica, ω , o termo de dissipação pode ser obtido pelas seguintes relações:

$$Y_{\omega} = \rho \beta f_{\beta} \omega^2 \quad (3.38)$$

$$f_{\beta} = \frac{1 + 70\chi_{\omega}}{1 + 80\chi_{\omega}} \quad (3.39)$$

$$\chi_{\omega} = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_{\infty}^* \omega)^3} \right| \quad (3.40)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.41)$$

Em aplicações de baixo números de Reynolds, o modelo $k - \omega$ padrão não necessita de funções de amortecimento na parede, o que inicialmente chamou a atenção para si. A maior limitação é a tendência desse modelo a ser dependente do valor que a frequência turbulenta, ω , assume longe da região de influência das paredes no escoamento, o que é um problema em estudos de escoamentos externos, como de aerodinâmica e aplicações aeroespaciais (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2003).

3.2.4. Modelo SST $k - \omega$

O modelo SST (*Shear Stress Transport*) $k - \omega$ foi proposto por MENTER (1992, 1994) como um modelo híbrido entre os modelos $k - \omega$ e $k - \varepsilon$ em que atua como o primeiro na região próxima à parede e se transforma no segundo na região totalmente turbulenta, distante da parede, onde suas performances são melhores.

A energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação específica são obtidas de forma semelhante as do modelo $k - \omega$ padrão, sendo diferenciado pelo termo D_ω , que representa o termo de difusão cruzada. As equações pra k e ω são dadas por:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.43)$$

As difusividades específicas são calculadas da mesma maneira que no modelo $k - \omega$ de Wilcox, porém os números de Prandtl turbulento são calculados da seguinte forma:

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1 - F_1}{\sigma_{k,2}}} \quad (3.44)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1 - F_1}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (3.45)$$

Os termos $\sigma_{k,1}$, $\sigma_{k,2}$, $\sigma_{\omega,1}$ e $\sigma_{\omega,2}$ são constantes e valem, respectivamente, 1.76, 1.0, 2.0 e 1.168. O termo F_1 , presente nas equações acima, se chama função de mistura (*Blending Function*) e ativa o modelo Wilcox próximo a parede e o modelo $k - \varepsilon$ para corrente livre. A função de mistura é dada pelas seguintes relações:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (3.46)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (3.47)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.48)$$

onde y é a distância até a próxima superfície e D_{ω}^+ é a parte positiva do termo de difusão cruzada.

O termo de viscosidade turbulenta pode ser obtido através das relações dispostas a seguir:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.49)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (3.50)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (3.51)$$

Como já comentado no início do capítulo, o modelo SST $k - \omega$ é um híbrido entre os modelos $k - \omega$ e $k - \varepsilon$ padrão. Para juntar os dois modelos, o modelo padrão $k - \varepsilon$ foi transformado em equações baseadas em k e em ω , que levam a utilização do termo de difusão cruzada, que é definido por:

$$D_{\omega} = 2(1 - F_1)\rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.52)$$

O termo de produção de energia cinética turbulenta é modelado da mesma forma que no modelo $k - \omega$ padrão, porém para a produção de ω , é utilizada a seguinte relação:

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (3.53)$$

A diferença na modelagem do termo de produção de ω se dá na forma em que α_∞ é calculado. Enquanto no modelo $k - \omega$ padrão, considera-se o termo como uma constante, no modelo SST, ele é dado por:

$$\alpha_\infty = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (3.54)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (3.55)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (3.56)$$

onde $\kappa = 0.41$, $\beta_{i,1} = 0.075$, $\beta_{i,2} = 0.0828$ e $\beta_\infty^* = 0.09$. Para altos números de Reynolds, $\alpha = \alpha_\infty = 1$.

O termo de dissipação de k é modelado de forma semelhante ao modelo $k - \omega$, porém $f_{\beta^*} = 1$. Já para a dissipação de ω , ao invés de β ser uma constante, ele é calculado por:

$$\beta = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2} \quad (3.57)$$

onde $\beta_{i,1} = 0,075$ e $\beta_{i,2} = 0,0828$

O modelo SST $k - \omega$ mostra uma redução considerável com relação à dependência nas condições de contorno de corrente livre quando comparado ao modelo $k - \omega$ padrão. Devido a relação modificada da viscosidade turbulenta, esse modelo, também, é capaz de obter bons resultados para escoamentos envolvendo separação e gradientes de pressão adversos (MENTER, 1993; MENTER, 1994).

3.2.5. Tratamento próximo à parede

As regiões próximas à parede são importantes para o estudo de escoamentos em ambientes internos, uma vez que essas regiões representam tetos, paredes, chãos e obstáculos. Porém, os modelos de turbulência normalmente são válidos apenas para regiões onde o escoamento é totalmente turbulento, com altos números de Reynolds, ou

seja, regiões distantes das paredes, não fornecendo bons resultados em regiões próximas à parede. Para contornar esse problema, comumente, não se resolve a subcamada viscosa laminar, que se encontra na região mais próxima à parede, e a região entre essa camada e a região totalmente turbulenta é resolvida através de formulações semi-empíricas chamadas funções de parede (*wall functions*).

As funções de parede são utilizadas para satisfazer a física do escoamento na região próxima a parede e, para isso, o primeiro nó da malha precisa estar localizado na região “*log-law*” de modo a garantir a precisão do resultado. As funções de parede funcionam como uma ligação entre a subcamada viscosa e a região totalmente turbulenta de modo a se fornecer as condições de contorno para as equações de transporte na região próxima à parede ao invés de especificar as condições de contorno na própria parede (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

As abordagens com funções de paredes começaram com LAUNDER e SPALDING (1972) e para o uso das mesmas, algumas especificações necessitam ser seguidas. Para isso, é necessário saber o valor da distância adimensional, y^+ , que é essencial para poder julgar onde o primeiro nó da malha deve ser posicionado. Esse valor é obtido através das seguintes relações:

$$y^+ = \frac{yu_t}{\nu} \quad (3.58)$$

$$u_t = \frac{\tau_w}{\rho} \quad (3.59)$$

onde y é a distância até a parede, u_t é a velocidade de fricção, que é utilizada para calcular a velocidade adimensional posteriormente e τ_w é a tensão de cisalhamento da parede.

A velocidade adimensional é dada por:

$$u^+ = \frac{u}{u_t} \quad (3.60)$$

A região próxima à parede pode ser dividida em 3 subcamadas: a subcamada viscosa, a camada amortecedora, ou de mistura, e a região logarítmica. A subcamada viscosa ($y^+ < 5$) é dominada pelos efeitos viscosos e pode-se assumir que a tensão de

cisalhamento do fluido é igual a tensão de cisalhamento da parede. Na camada viscosa, a tensão define o escoamento e é definido um perfil linear, definido como:

$$u^+ = y^+ \quad (3.61)$$

Na região logarítmica ($30 < y^+ < 300$), o escoamento é dominado pelos efeitos da turbulência e o perfil de velocidade varia de acordo com uma função logarítmica, dada por:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.62)$$

onde $\kappa = 0,413$ e é a constante de von Karman e $E = 9,793$ para paredes lisas.

Na camada amortecedora, a influência dos efeitos viscosos e turbulentos são de magnitudes próximas e, como seu perfil de velocidade é complexo e não é bem definido, normalmente se evita que o primeiro nó da malha seja localizado nessa região (embora existam funções de parede que permitam o primeiro nó na camada de amortecimento e forneçam bons resultados).

A partir dessas correlações, é possível relacionar tensão de cisalhamento, a partir da velocidade de fricção, com a velocidade média, energia cinética turbulenta e dissipação turbulenta na camada logarítmica (*apud* VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). De forma similar, é possível obter o perfil de temperatura junto à parede através de funções de paredes específicas, que são, também, derivadas dessas correlações.

3.3. Método dos Volumes Finitos

O estudo numérico é realizado a partir do Método dos Volumes Finitos. Esse método consiste em discretizar o domínio em finitos volumes de controle e aplicar as equações de conservação, aplicadas em sua forma integral, a cada um desses volumes.

Com o objetivo de assegurar que as variáveis do escoamento são conservadas em todas as células ou volumes de controle, as equações governantes devem primeiro ser

integradas sobre o volume de controle. Para demonstrar isso, parte-se da equação geral do transporte para um determinado escalar ϕ :

$$\frac{\partial \rho \phi_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j \phi_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi_i}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (3.63)$$

onde ρ é a massa específica, u é o vetor velocidade, Γ_ϕ é o coeficiente de difusão para o escalar ϕ e S_ϕ é o termo fonte por unidade de volume.

A equação 3.63 é, então, integrada para um volume de controle arbitrário V , o que caracteriza essa técnica das demais técnicas de CFD (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007):

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi_i}{\partial t} dV + \oint \rho u_j \phi_i \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \frac{\partial \phi_i}{\partial x_j} \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (3.64)$$

Em seguida, é aplicada a equação 3.64 para todos os volumes de controle, ou células, do domínio computacional:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{Nfaces} \rho_f u_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{Nfaces} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi_f}{\partial x_j} \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (3.65)$$

onde $Nfaces$ é o número de faces no enclausuro da célula, ϕ_f o valor de ϕ transportado pela face f e V o volume da célula.

A equação de transporte escalar contém uma variável escalar desconhecida ϕ no centro da célula assim como os valores desconhecidos nas células vizinhas. Essa equação será, em geral, não-linear a respeito dessas variáveis. Uma equação linearizada da equação acima pode ser escrita como:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (3.66)$$

onde o subscrito nb se refere as células vizinhas e a_p e a_{nb} são os coeficientes linearizados para ϕ e ϕ_{nb} . Esses coeficientes são compostos pela contribuição de fluxos difusivos e convectivos, enquanto o termo b está ligado ao termo fonte.

É utilizado um processo iterativo para se determinar o valor de a_p , que é dependente dos valores dos campos de pressão e velocidade. Para isso, primeiro é estimado um valor inicial e, a partir do mesmo, são resolvidas as equações, de forma acoplada ou segregada, sendo, na segunda forma, corrigidas entre cada iteração por um algoritmo de acoplamento pressão-velocidade.

Na primeira iteração, são estimados valores iniciais para as variáveis do escoamento e, para cada iteração seguinte, as mesmas são atualizadas baseadas na solução atual. Os valores atuais de pressão e fluxo de massa na face são utilizados para resolver as equações de quantidade de movimento com o objetivo de atualizar o campo de velocidade. Essas velocidades podem não satisfazer a equação da continuidade localmente e, portanto, é resolvida a equação de correção da pressão, vinda da equação de continuidade, e as equações linearizadas de quantidade de movimento com o intuito de se corrigir os campos de pressão e de velocidade. Os escalares como turbulência e energia tem suas equações resolvidas utilizando valores atualizados de outras variáveis. Por fim, é feita a checagem da convergência da equação. Se a solução está convergida, o processo de iteração é parado e se o critério de convergência não é atendido, o processo de iteração continua até esse critério ser atingido.

3.4. Convergência de Malha

Uma vez que o critério de convergência é atingido, é necessário um estudo de convergência, ou independência, de malha. Uma vez que os métodos de discretização possuem erros numéricos associados a eles, é necessária uma maneira de quantificar esses erros na solução obtida. Normalmente, os métodos consistem na realização de simulações em malhas sucessivas. A medida em que a malha é refinada, ou seja, os elementos da malha se tornam menores e a quantidade de elementos no domínio se torna maior os erros de discretização devem, de maneira assíntota, tender a zero, sendo excluídos os erros de arredondamento.

Um dos métodos de convergência de malha mais utilizados é o GCI (*Grid Convergence Index*), proposto inicialmente por ROACHE (1994). Este método propõe uma estimativa do erro de discretização sem a necessidade de o número de elementos da

malha serem múltiplos inteiros. O índice de convergência de malha é disposto como uma porcentagem de erro e fornece um limite de confiança na faixa de erro no qual a solução numérica convergida provavelmente estará. O GCI é um método recomendado pela ASME, e CELIK *et al.* (2008) descreve esse processo em 5 passos, que serão apresentados a seguir.

Passo 1: determinar um tamanho característico de malha. Para cálculos tridimensionais, h_{GCI} é definido como:

$$h_{GCI} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (3.67)$$

onde ΔV_i é o volume e N é o número total de elementos da malha.

Passo 2: Selecionar três malhas com números de elementos distintos, realizar simulações com os mesmos parâmetros para as três malhas e selecionar três escalares ϕ , relevantes à análise, a serem avaliados. É desejável que o fator de refinamento r , que é a razão entre a malha mais grosseira e a malha mais refinada, seja maior que 1,3. Além disso, as malhas refinadas devem se manter geometricamente semelhantes.

Passo 3: Dispor as malhas de forma que $h_1 < h_2 < h_3$ e determinar os fatores de convergência $r_{21} = \frac{h_2}{h_1}$ e $r_{32} = \frac{h_3}{h_2}$. O cálculo da ordem aparente de convergência, p_{GCI} , se dá pela expressão a seguir:

$$p_{GCI} = \frac{1}{\ln(r_{21})} |\ln|\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}| + q(p)| \quad (3.68)$$

$$(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right) \quad (3.69)$$

$$s = 1. \operatorname{sgn} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) \quad (3.70)$$

onde $\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_1$ e $\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1$; sendo ϕ_i o escalar avaliado em cada malha.

Passo 4: Calcular os valores extrapolados ϕ_{ext}^{21} e ϕ_{ext}^{32} , de acordo com a equação a seguir:

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{r_{21}^p \phi_1 - \phi_2}{r_{21}^p - 1} \quad (3.71)$$

$$\phi_{ext}^{32} = \frac{r_{32}^p \phi_2 - \phi_3}{r_{32}^p - 1} \quad (3.72)$$

Passo 5: Calcular os valores do erro relativo aproximado, erro relativo extrapolado e o índice de convergência de malha refinada, que são dados, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (3.73)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (3.74)$$

$$GCI_{fine}^{21} = F_s \left| \frac{e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \right| \quad (3.75)$$

onde, na equação 3.74, F_s é chamado de fator de segurança e normalmente é definido como $F_s = 3$ para estudos com comparação de duas malhas e $F_s = 1,25$ para estudos com comparação entre três malhas diferentes. Nas equações 3.73 até 3.75, os valores de e_a^{32} , e_{ext}^{32} e GCI_{fine}^{32} podem ser calculados analogamente.

Os índices de convergência de malha, GCI_{fine}^{21} e GCI_{fine}^{32} , correspondem a uma medida percentual de quão distante o valor da variável ϕ avaliada está do valor numérico assintótico. Ou seja, indica o quanto a solução mudaria com outro refinamento da malha, estando, portanto, um valor pequeno do índice de convergência de malha dentro da faixa assintótica.

3.5. Dimensionamento do método de Ventilação por Deslocamento

Para o dimensionamento dos sistemas de ventilação por deslocamento, foi utilizado uma abordagem simplificada, baseada no *Research Project* da ASHRAE 949 (1999) e nos procedimentos realizados por CHEN e GLICKSMAN (2003), disponibilizado pela PRICE (2019), com o intuito de determinar a vazão e a temperatura de insuflação. O projeto foi desenvolvido tendo em vista espaços típicos como salas de aula e escritórios norte-americanos. Nesse método, apenas as cargas sensíveis são utilizadas para os cálculos e os cálculos são apenas para determinar os requerimentos do escoamento para manter a temperatura de projeto no recinto; a carga térmica total permanece a mesma que a do sistema de ventilação por mistura.

Primeiramente, deve-se determinar a carga térmica de projeto para verão. Com o auxílio de um programa de carga térmica ou o manual da ASHRAE, deve-se calcular a carga térmica do espaço no verão. É recomendável, sempre que possível, assumir um gradiente vertical de temperatura de $2^{\circ}\text{C}/\text{m}$ nos cálculos, uma vez que a temperatura do ar numa sala com um sistema de ventilação por deslocamento não é uniforme (PRICE, 2019).

Devido a estratificação e à complexa dinâmica de troca de calor num sistema de ventilação por deslocamento, as fontes de calor presentes no recinto tendem a influenciar nas cargas térmicas de maneiras diferentes. Portanto, as cargas térmicas devem ser categorizadas em:

- ocupantes, lâmpadas de mesa e equipamentos, Q_{oe} ;
- lâmpadas de teto, Q_l ;
- calor conduzido pelo invólucro da sala e por radiação solar, Q_{ex} .

Em seguida, é necessário determinar a vazão de ar para a carga térmica definida. Essa vazão pode ser calculada utilizando a seguinte correlação:

$$Q_{DV} = \frac{(a_{oe}Q_{oe} + a_lQ_l + a_{ex}Q_{ex})}{\Delta T_{hf}\rho c_p H A} \quad (3.79)$$

onde Q_{DV} é a vazão de ar necessária para satisfazer a carga térmica sensível num sistema de ventilação por deslocamento, ΔT_{hf} é a diferença de temperatura entre os níveis do pé e cabeça, ρ é a massa específica do ar, c_p é o calor específico do ar, H é a altura do recinto, A é a área do chão do recinto.

Os coeficientes $a_{oe} = 0,295$, $a_l = 0,132$ e $a_{ex} = 0,185$ presentes na equação 3.79 são os coeficientes empíricos, calculados por CHEN e GLICKSMAN (2003), que correlacionam as frações da carga térmica que estão, de fato, presentes na zona ocupada do recinto, mais precisamente no espaço definido entre a cabeça e pé do ocupante.

Após a definição da vazão, é necessário determinar a taxa de ar fresco que é fornecida ao ambiente. O *Standard* 62.1 (2004) da ASHRAE indica valores padrões para efetividade de ventilação e, a partir das equações fornecidas pelo mesmo, podemos determinar a taxa de ventilação de ar externo necessária para o ambiente:

$$Q_{OZ} = \frac{R_P P_Z + R_A A_Z}{E_Z} \quad (3.80)$$

onde Q_{OZ} é a vazão necessária de ar externo, R_P é a vazão de ar externo necessária por pessoa e R_A é a vazão de ar externo necessária por unidade de área; P_Z é a população da zona, ou seja, o número máximo de pessoas que se espera que ocupe a zona habitável do recinto durante o funcionamento comum, A_Z é a área do chão do recinto e E_Z é a efetividade de ventilação do sistema de distribuição de ar na zona.

A vazão do ar de insuflação deve ser a maior vazão entre a vazão necessária para lidar com a carga térmica em condições de verão e a vazão de ar externo, calculadas anteriormente:

$$Q_s = \max\{Q_{DV}, Q_{OZ}\} \quad (3.81)$$

A seguir, é possível determinar a temperatura de insuflação do ar no ambiente pela seguinte correlação:

$$T_s = T_{sp} - \Delta T_{hf} - \frac{A_Z Q_t}{0,584 Q_s^2 + 1,208 A_Z Q_s} \quad (3.82)$$

onde T_{sp} é a temperatura de projeto e Q_t é a carga térmica total.

Deve-se, também, calcular a temperatura do ar na exaustão, que pode ser determinada por:

$$T_e = T_s + \frac{Q_t}{1,208Q_s} \quad (3.83)$$

Uma vez que na técnica de ventilação por deslocamento insufla-se o ar no nível do piso, existe uma temperatura mínima indicada de 17°C , de modo a garantir que não haja desconforto térmico. Ocasionalmente, pode-se achar uma temperatura menor ou escolher utilizar uma temperatura de insuflação maior por questões de projeto.

Quando isso acontece, é necessário recalcular a vazão de insuflação com uma temperatura mínima de 17°C ou maior. Utilizando uma derivação da equação 3.83, a vazão de insuflação é recalculada com a nova temperatura de insuflação, utilizando dados já conhecidos e a temperatura de exaustão do ar:

$$Q_{DV} = \frac{Q_t}{1,208(T_e - T_{ss})} \quad (3.84)$$

onde T_{ss} é a temperatura de insuflação que foi redefinida.

Uma vez que o objetivo é sempre maximizar o conforto térmico no recinto e minimizar a quantidade de difusores, CHEN e GLICKSMAN (2003) sugerem uma velocidade máxima de $0,2 \text{ m/s}$, mas esse valor pode aumentar ou diminuir dependendo do espaço e dos requerimentos de conforto. Para isso, é recomendado uma simulação CFD para validar a escolha.

4. Validação do Código CFD

4.1. Introdução

Assim como já mencionado anteriormente, as técnicas de CFD, por serem métodos numéricos, possuem erros numéricos – sobretudo relacionados à discretização e as incertezas atreladas à modelagem - associados a seus resultados e, por conta disso, se faz necessário avaliar a credibilidade de simulações CFD a partir de resultados bem documentados (ASHRAE, 2009).

Para escoamentos em ambientes internos, CHEN *et al.* (1999) define o processo de validação como “a habilidade conjunta entre usuário e código de obter resultados precisos de aplicações em um ambiente interno a partir de dados existentes que sejam confiáveis”. Ou seja, a validação tem o objetivo de estimar o quão precisas podem ser as estimativas de um determinado código CFD para uma simulação descrevendo um problema real de escoamento em um ambiente interno, o que dá ao usuário certo grau de confiabilidade ao utilizar o código selecionado em outras situações semelhantes ao problema validado.

A ideia básica por trás da validação é identificar dados experimentais adequados para certificar que todos os fenômenos físicos importantes atrelados ao problema estão corretamente modelados e, também, quantificar o erro e a incerteza na simulação com o código CFD. Como o primeiro papel do CFD na modelagem de um ambiente interno é servir como uma ferramenta de alta fidelidade para projetos e análises, é essencial ter um processo de validação de código sistemático, racional e de baixo custo computacional.

Idealmente, a validação deve ser realizada para um sistema completo, que envolve todas as físicas inerentes ao escoamento e uma configuração geométrica completa do ambiente. Os dados experimentais para um sistema completo podem ser obtidos através experimentos de campo ou em alguma câmara controlada. Os dados normalmente possuem um alto grau de incerteza e erros consideráveis, além de conter pouca informação sobre as condições de contorno e iniciais. Por isso, algumas hipóteses devem ser feitas para fazer a simulação plausível.

Para este trabalho, será considerado que toda a etapa de verificação dos submodelos, como os de transferência de calor e os de turbulência, já foram realizadas

pelo desenvolvedor do código CFD, consistindo, portanto, a etapa de verificação apenas da quantificação do erro numérico que é associado à discretização. Para isso, conforme mencionado no capítulo 3.4, será utilizado o método GCI (ROACHE, 1996; CELIK, 2008).

Foram selecionados três *benchmarks* para o processo de validação dos códigos de CFD do presente trabalho. Esses *benchmarks* tratam de pesquisas experimentais consolidadas e fundamentadas, baseadas em métodos experimentais que produziram dados confiáveis, já reproduzidos em simulações de CFD numerosas vezes, sobre o escoamento de ar em ambientes internos. Todas as simulações foram realizadas em regime permanente e utilizaram critério de parada baseado nos resíduos, em que se considera as simulações convergidas quando os resíduos para continuidade, quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação específica atingem pelo menos 10^{-4} e os resíduos da equação da energia atingem pelo menos 10^{-6} . Para os casos isotérmicos, optou-se pelo *Solver* segregado com o algoritmo *SIMPLE* e para os casos não-isotérmicos foi utilizado o *solver* acoplado. Para a discretização da pressão foi utilizado o algoritmo *PRESTO!* e para as demais variáveis, foi utilizado o algoritmo *Upwind* de segunda ordem.

4.2. Escoamento isotérmico em cavidade retangular

Este é um *benchmark* clássico que foi desenvolvido por NIELSEN *et al.* (1990) para o Annex 20 da *International Energy Agency*, que visava um amplo estudo nos padrões de escoamento em ambientes internos e, hoje, é considerado um dos *benchmarks* mais proeminentes no estudo de escoamentos dessa categoria. O *benchmark* em questão tem por objetivo estudar um escoamento isotérmico em uma geometria bidimensional para o teste de diferentes códigos CFD, sobretudo para validação de modelos de turbulência. A geometria é adequada para este tipo de estudo porque existe um bom número de medições no escoamento e, também, já foi utilizada para testes de códigos computacionais nos últimos 20 anos e, portanto, pode ser considerado um *benchmark* padrão para testes de modelos de distribuição de ar (ITO *et al.*, 2015).

O experimento foi conduzido em uma câmara de testes com medidas adimensionais $L/H = 3,0$, $h/H = 0,056$ e $t/H = 0,16$, conforme mostra a figura 4.1.

O ar é insuflado a uma velocidade de $0,455 \text{ m/s}$, possuindo número de Reynolds $Re = 5000$. Os dados experimentais do escoamento isotérmico foram medidos na seção transversal média utilizando medição por anemometria Laser-Dopler em pontos compreendidos pelas linhas $y = H - h/2$, $y = h/2$, $x = H$ e $x = 2H$, dispostos na figura 4.2. Os valores utilizados na simulação foram $H = 3 \text{ m}$, $L = 9 \text{ m}$, $h = 0,168 \text{ m}$ e $t = 0,48 \text{ m}$, sugeridos por NIELSEN *et al.* (1990).

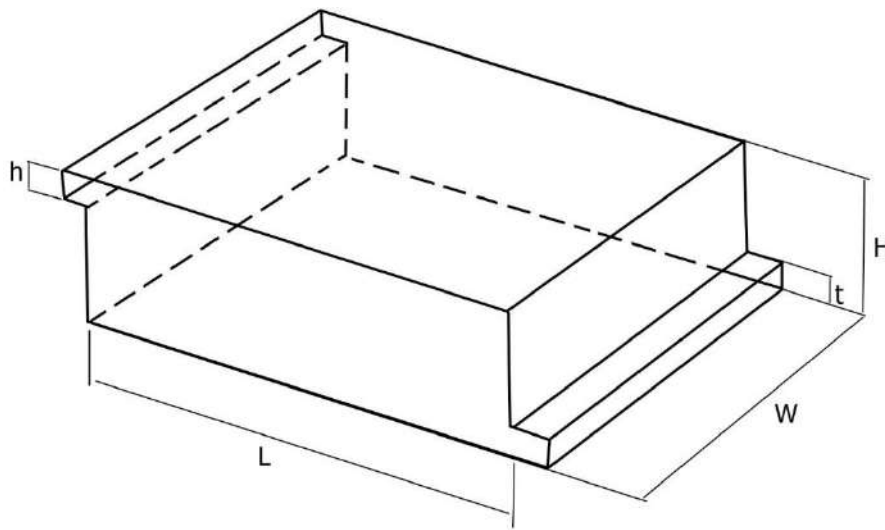


Figura 4.1: Representação da câmara de testes do *benchmark* desenvolvido por NIELSEN *et al.* (1990).

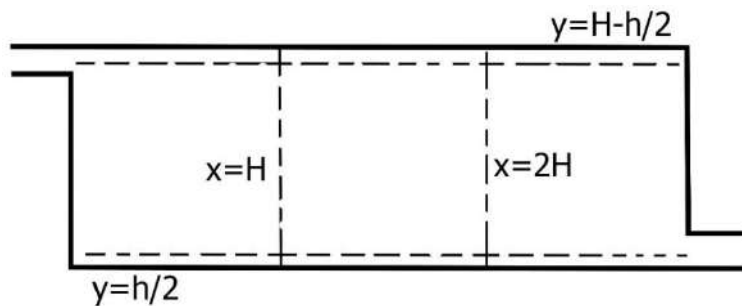


Figura 4.2: Seções das medições experimentais do *benchmark* desenvolvido por NIELSEN *et al.* (1990).

Foram realizadas simulações utilizando dois tipos de malhas hexagonais, sendo diferenciadas pelo primeiro ponto e densidade da malha próxima à parede. A malha dos modelos $k - \epsilon$ possui um valor de $y^+ > 11.65$, requisito para o uso de funções de paredes

escaláveis, e para as simulações com os modelos $k - \omega$ o valor de $y^+ < 1$. Para o teste de convergência de malha foram realizados testes com malhas de diversos tamanhos e foram selecionadas malhas de 55.000, 72.000 e 116.000 elementos hexagonais para cada um dos dois tipos de malhas diferentes. A propriedade escolhida para avaliar o erro de discretização foi o módulo da velocidade, medidos nos pontos $P_1 = (x, y) = (2,0 ; 2,75)$, $P_2 = (x, y) = (4,0 ; 2,75)$, $P_3 = (x, y) = (6,0 ; 2,75)$. Os resultados do teste de convergência de malha para as malhas geradas pelo código ANSYS Fluent estão dispostos na tabela a seguir:

Tabela 4.1: Resultados do teste de convergência de malha para os casos RNG $k - \varepsilon$ e SST $k - \omega$ do benchmark desenvolvido por NIELSEN *et al.* (1990).

Modelo	RNG $k - \varepsilon$			SST $k - \omega$		
N_1, N_2, N_3	116.000, 72.000, 55.000			116.000, 72.000, 55.000		
Ponto avaliado	P_1	P_2	P_3	P_1	P_2	P_3
r_{21}	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26
r_{32}	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14
ϕ_1	0,21457	0,25896	0,25056	0,14374	0,16902	0,23881
ϕ_2	0,21474	0,25891	0,25047	0,13551	0,16238	0,23726
ϕ_3	0,21408	0,25882	0,25053	0,13830	0,20079	0,21539
ϕ_{ext}^{21}	0,21455	0,25898	0,25078	0,14985	0,16946	0,23882
e_a^{21}	0,08%	0,02%	0,03%	5,72%	3,93%	0,65%
e_{ext}^{21}	0,01%	0,01%	0,09%	4,08%	0,26%	0,01%
GCI_{fine}^{21}	0,01%	0,01%	0,11%	5,31%	0,33%	0,01%
ϕ_{ext}^{32}	0,215017	0,258979	0,250196	0,13126	0,15312	0,23882
e_a^{32}	0,31%	0,03%	0,02%	2,05%	23,65%	9,22%
e_{ext}^{32}	0,13%	0,03%	0,11%	3,24%	6,05%	0,65%
GCI_{fine}^{32}	0,16%	0,03%	0,14%	3,92%	7,13%	0,82%

Observa-se que, para a malha utilizada nos modelos $k - \varepsilon$, os índices de convergência para todos os pontos diminuem conforme a malha é refinada e possuem valor inferior a 1%, o que mostra que o resultado já está praticamente convergido. Para a

malha utilizada para os modelos $k - \omega$, o método GCI mostra uma redução do índice de convergência para os pontos 2 e 3, enquanto há um acréscimo no ponto 1. Este, porém, é de baixo valor, podendo-se considerar que a solução já está na faixa assintótica. Para as duas malhas avaliadas, foram utilizadas as malhas mais refinadas devido ao menor erro numérico associado.

As figuras 4.3 e 4.4 mostram os perfis de velocidade adimensionais da simulação bidimensional obtidos pelos diferentes tipos de modelos de turbulência em comparação com os resultados experimentais obtidos por NIELSEN *et al.* (1990).

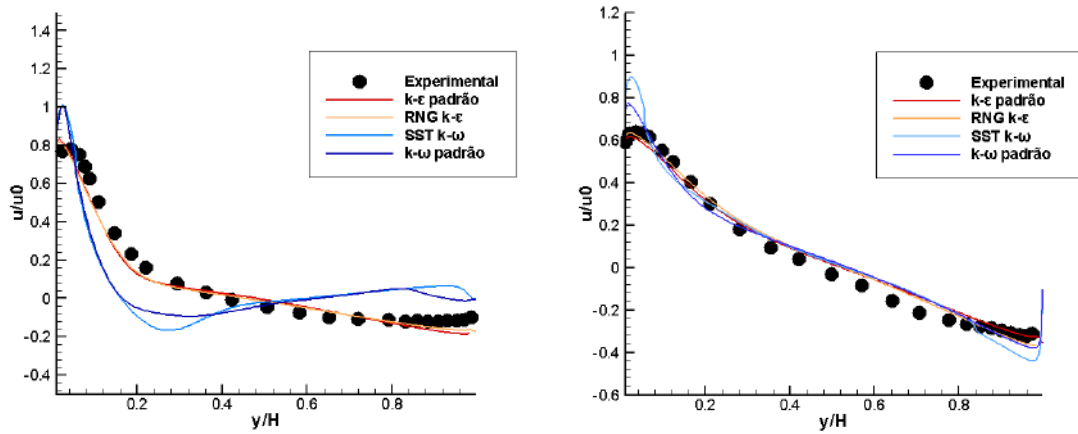


Figura 4.3: Perfis de velocidade adimensionais para as retas $x = H$ (esquerda) e $x = 2H$ (direita) do benchmark desenvolvido por NIELSEN *et al.* (1990).

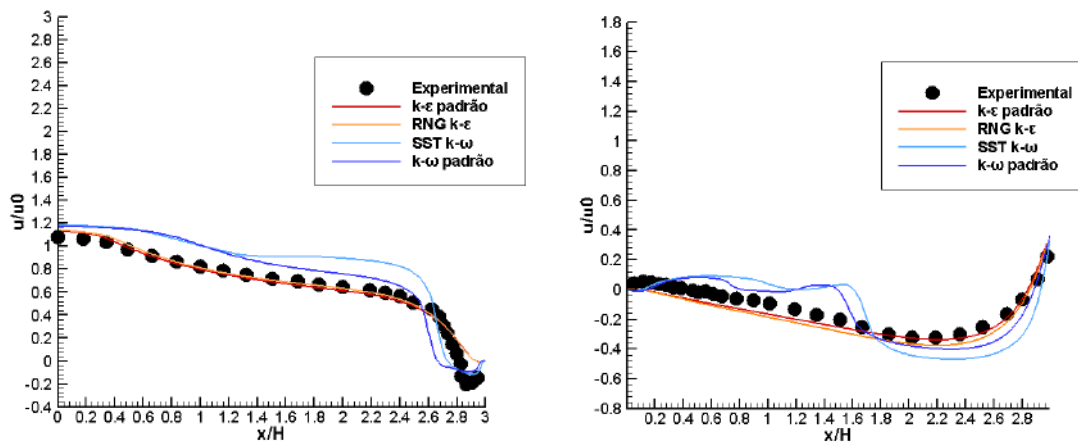


Figura 4.4: perfis de velocidade adimensionais para as retas $y = H - h/2$ (esquerda) e $y = h/2$ (direita) do benchmark desenvolvido por NIELSEN *et al.* (1990).

É possível notar que os resultados obtidos por todos os modelos de turbulência apresentam resultados próximos aos medidos experimentalmente e seguem a tendência dos resultados experimentais. Os modelos $k - \varepsilon$ e RNG $k - \varepsilon$ apresentam resultados semelhantes e, por sua vez, melhores que os obtidos pelos modelos $k - \omega$ e SST $k - \omega$. Isso se deve ao fato de a turbulência ser um efeito de natureza tridimensional e, também, pelos modelos $k - \omega$ serem sensíveis aos efeitos das paredes, o que pode ser observado através das recirculações presentes nas extremidades superior direita e inferior esquerda, próximas às paredes, que não foram observadas no experimento. Essas recirculações podem ser observadas de uma melhor forma por linhas de corrente, dispostas na figura a seguir.

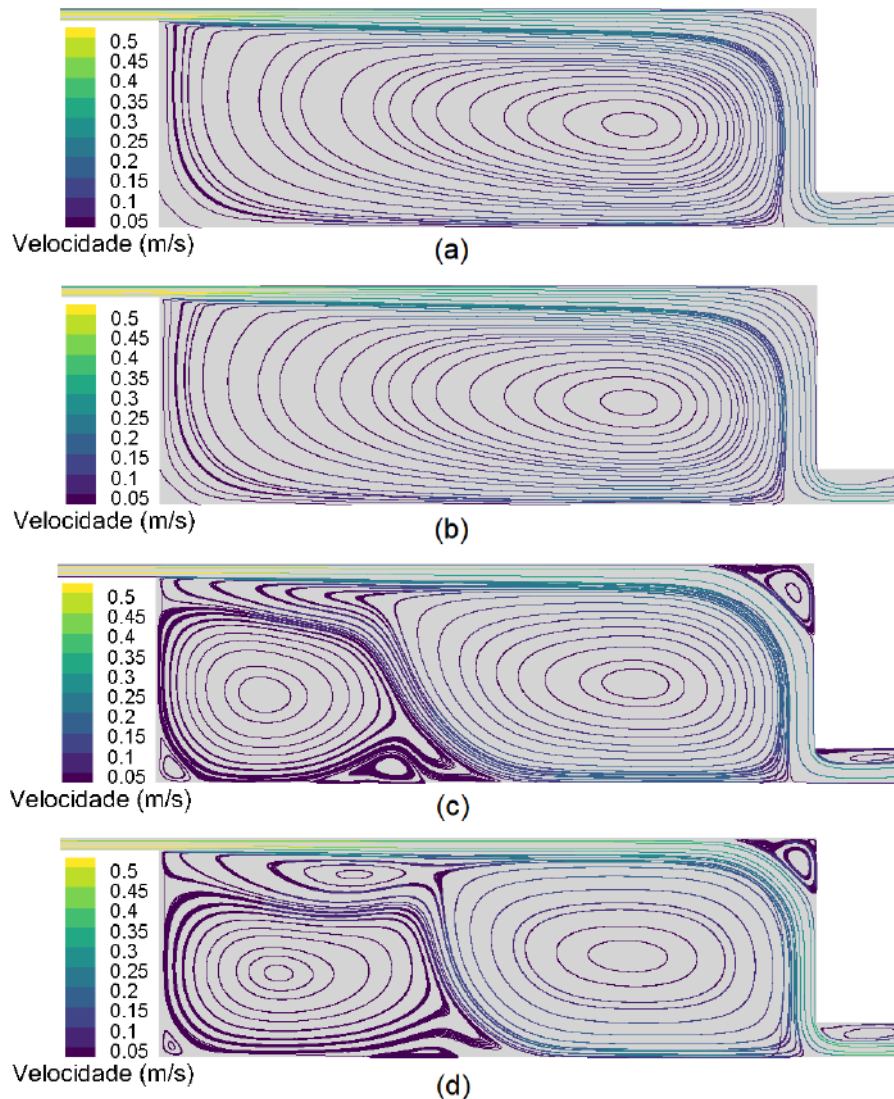


Figura 4.5: Linhas de corrente para os modelos (a) $k - \varepsilon$ padrão; (b) RNG $k - \varepsilon$; (c) $k - \omega$ padrão; (d) SST $k - \omega$.

4.3. Convecção mista em cavidade bidimensional

O segundo *benchmark* escolhido é baseado em um experimento realizado por BLAY *et al.* (1992) e trata-se de um estudo para avaliar como o escoamento se comporta em situações envolvendo convecção mista. O *benchmark* em questão é relevante para saber como os códigos se comportam quando há um escoamento não-isotérmico e também como se dá a interação dos modelos de turbulência com as paredes, uma vez que também há efeitos de troca de calor.

Nesse experimento, o ar é insuflado em uma cavidade quadrada, tratada de maneira bidimensional, de 1,04 m de lado, na altura do teto por uma abertura de 0,018 m e exaurido na altura do chão por uma abertura de 0,024 m. O ar é insuflado a uma velocidade de 0,57 m/s a 15°C e as paredes e o teto são mantidos, também, a uma temperatura de 15°C, com exceção do chão, que é mantido a 35,5°C.

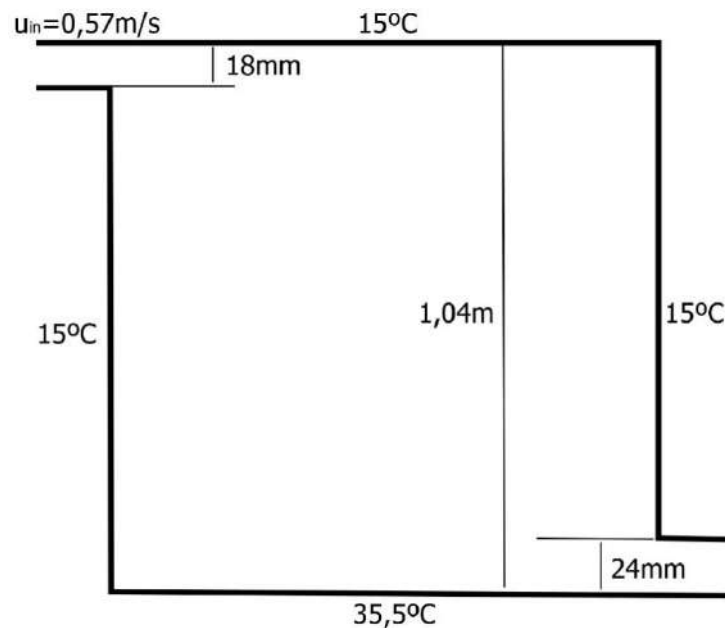


Figura 4.6: Modelo bidimensional da câmara de testes do *benchmark* desenvolvido por BLAY *et al.* (1992) utilizado nas simulações.

Foram realizadas simulações utilizando, também, dois tipos de malhas hexagonais, sendo diferenciadas pelo primeiro ponto e densidade da malha próximos à parede. Para o teste de convergência de malha foram realizados testes com malhas de diversos tamanhos e foram selecionadas malhas de 6.000, 12.000 e 18.000 elementos

hexagonais para cada um dos dois tipos de malhas diferentes. A propriedade escolhida para avaliar o erro de discretização foi o módulo da velocidade, medidos nos pontos $P_1 = (x, y) = (0,25 ; 0,75)$, $P_2 = (x, y) = (0,75 ; 0,75)$, $P_3 = (x, y) = (0,5 ; 0,75)$. Os resultados do teste de convergência de malha para as malhas utilizadas estão dispostos na tabela a seguir:

Tabela 4.2: Resultados do teste de convergência de malha para os casos RNG $k - \varepsilon$ e SST $k - \omega$ do benchmark desenvolvido por BLAY *et al.* (1992).

Modelo	RNG $k - \varepsilon$			SST $k - \omega$		
N_1, N_2, N_3	18.000, 12.000, 6.000			18.000, 12.000, 6.000		
Ponto avaliado	P_1	P_2	P_3	P_1	P_2	P_3
r_{21}	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22
r_{32}	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40
ϕ_1	0,19148	0,18921	0,16546	0,26299	0,20150	0,17450
ϕ_2	0,19197	0,19054	0,16647	0,26442	0,20139	0,17470
ϕ_3	0,19374	0,19452	0,19452	0,26632	0,20878	0,17990
ϕ_{ext}^{21}	0,19085	0,18681	0,16530	0,25924	0,20151	0,17504
e_a^{21}	0,26%	0,70%	0,61%	0,54%	0,06%	0,16%
e_{ext}^{21}	0,33%	1,28%	0,10%	1,45%	0,01%	0,03%
GCI_{fine}^{21}	0,41%	1,58%	0,12%	1,78%	0,01%	0,04%
ϕ_{ext}^{32}	0,19085	0,18682	0,16530	0,26170	0,20128	0,17444
e_a^{32}	0,92%	2,09%	16,85%	0,72%	3,67%	2,97%
e_{ext}^{32}	0,16%	1,99%	0,71%	23,05%	0,05%	0,15%
GCI_{fine}^{32}	0,73%	2,44%	0,88%	1,28%	0,07%	0,19%

Para as malhas avaliadas nas simulações com os modelos $k - \varepsilon$, observa-se que o índice de convergência de malha diminuiu para os três pontos avaliados, enquanto que os índices para as malhas avaliadas para as simulações do modelo $k - \omega$ diminuiram nos pontos 2 e 3 e aumentaram no ponto 1, porém de forma pouco significativa, indicando que o valor convergido do ponto 1 se encontra, com 95% de confiabilidade, no máximo, a

$\pm 1,78\%$ do valor encontrado. Por conta do baixo erro numérico associado às malhas, foram escolhidas as mais refinadas.

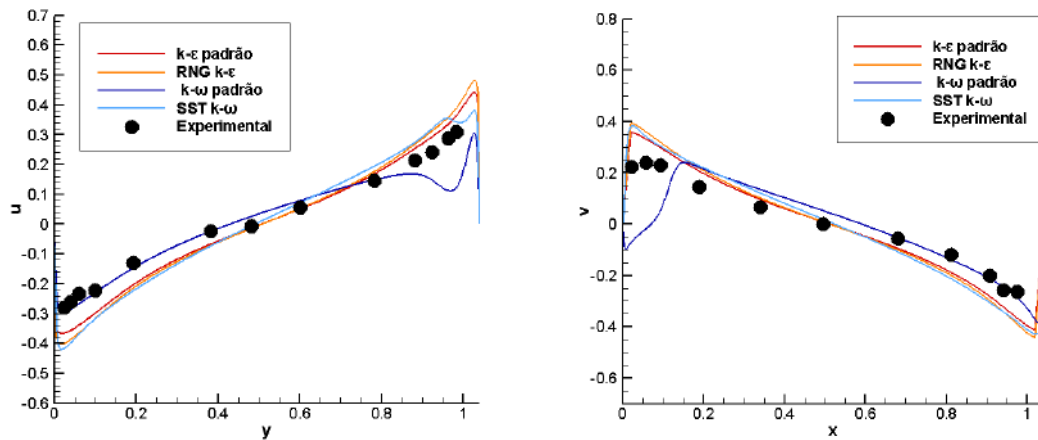


Figura 4.7: Perfis de velocidade em $x = 0,52\text{ m}$ e $y = 0,52\text{ m}$ do *benchmark* desenvolvido por BLAY *et al.* (1992).

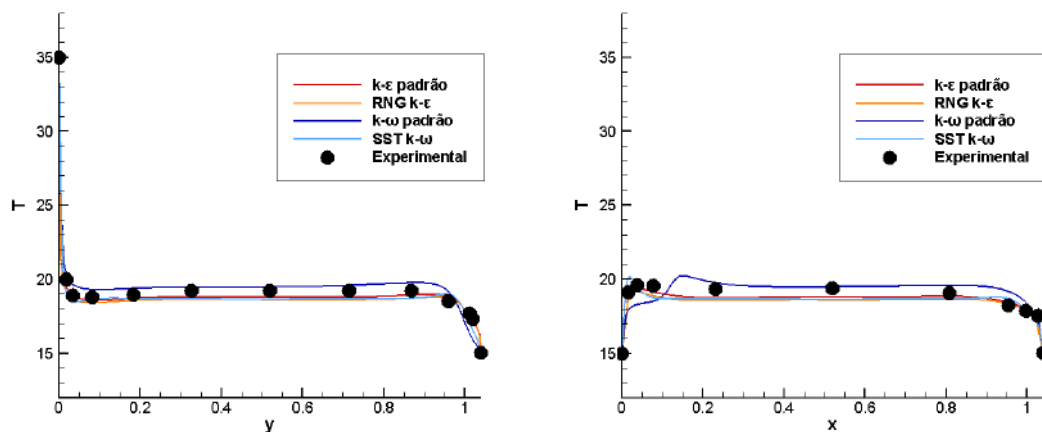


Figura 4.8: Perfis de temperatura em $x = 0,52\text{ m}$ e $y = 0,52\text{ m}$ do *benchmark* desenvolvido por BLAY *et al.* (1992).

As figuras 4.7 e 4.8 mostram os perfis de velocidade e temperatura, respectivamente, nos planos centrais da cavidade estudada. Observa-se, pelos perfis de velocidade, que todos os modelos de turbulência obtiveram resultados próximos aos resultados experimentais. No plano vertical, o modelo $k - \omega$ padrão obteve resultados melhores próximo ao chão, enquanto os modelos SST $k - \omega$ e os modelos $k - \varepsilon$ obtiveram resultados semelhantes e melhores na região próxima ao teto. No plano horizontal, os modelos $k - \varepsilon$ e SST $k - \omega$ obtiveram bons resultados e seguem a

tendência dos resultados experimentais, já o modelo $k - \omega$ padrão não obteve bons resultados próximo à entrada, porém possui, por sua vez, resultados melhores na região mais próxima à saída. Essas discrepâncias se dão devido, principalmente, a vórtices na região abaixo do jato, que são observados no modelo $k - \omega$ padrão, conforme mostrado nas linhas de corrente, na figura 4.9.

Em relação aos perfis de temperatura, os modelos também conseguiram reproduzir bem os resultados experimentais, tendo o modelo $k - \omega$ padrão encontrado resultados de temperatura um pouco acima dos obtidos pelo experimento, enquanto os demais modelos registraram temperaturas levemente mais baixas. No plano vertical, observa-se, também, que os modelos SST $k - \omega$ e os dois modelos $k - \varepsilon$ obtiveram resultados próximos aos experimentais ao longo de toda a altura da cavidade. O modelo $k - \omega$ padrão, no entanto, encontrou flutuações de temperatura próximas ao chão, que não foram observadas no experimento, devido ao perfil de velocidade obtido. Os contornos de temperatura para os quatro modelos podem ser observados na figura 4.10.

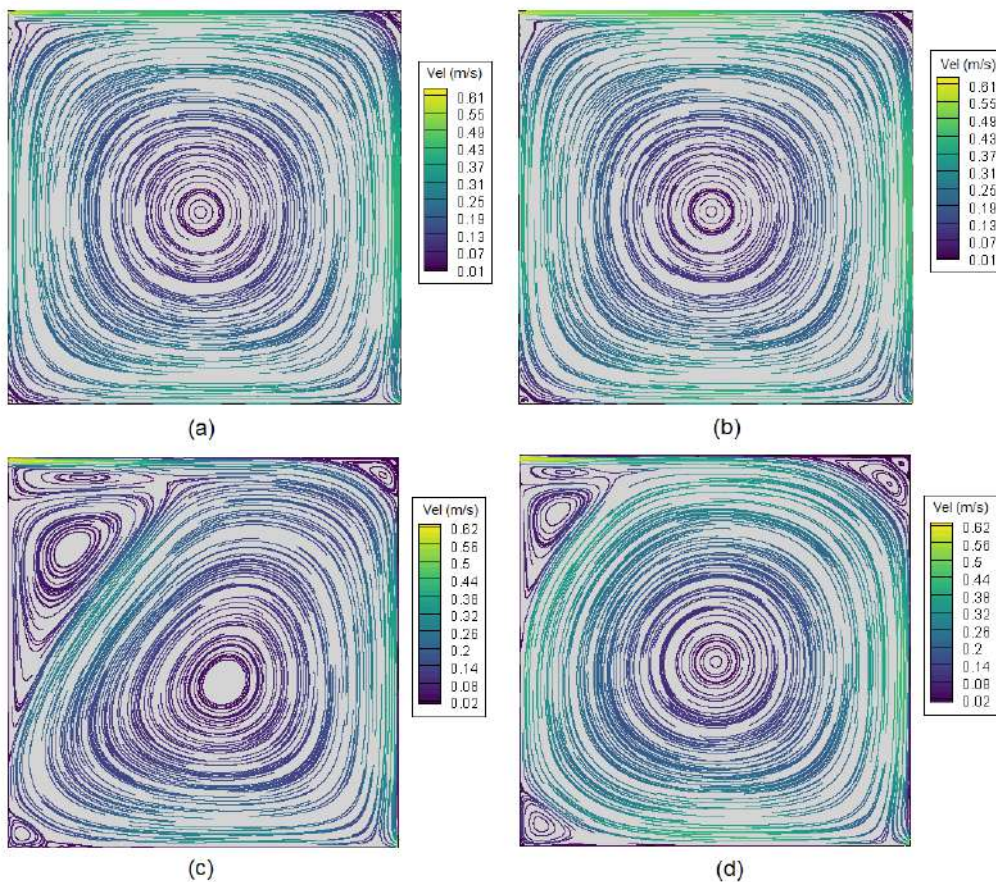


Figura 4.9: Linhas de corrente para os modelos (a) $k - \varepsilon$ padrão; (b) RNG $k - \varepsilon$; (c) $k - \omega$ padrão; (d) SST $k - \omega$.

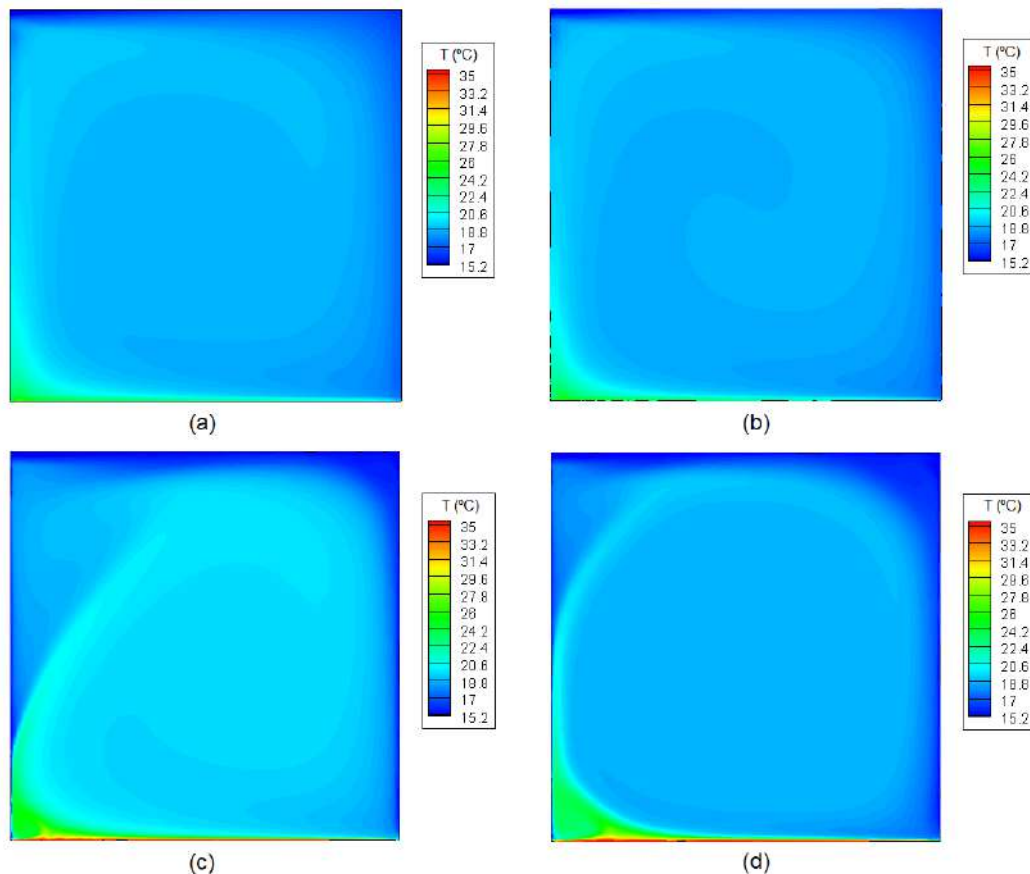


Figura 4.10: Contornos da temperatura para os modelos (a) $k - \varepsilon$ padrão; (b) RNG $k - \varepsilon$; (c) $k - \omega$ padrão; (d) SST $k - \omega$.

4.4. Convecção natural turbulenta em cavidade tridimensional

O terceiro *benchmark* escolhido foi desenvolvido por AMPOFO e KARAYANNIS (2003) para investigar os efeitos de convecção natural em altos números de Rayleigh. O objetivo principal do trabalho é dispor de dados precisos de convecção turbulenta, o que serve como base para a validação do código CFD e como os diversos modelos de turbulência lidam com as quantidades turbulentas envolvidas nos problemas que serão estudados.

O experimento trata-se de uma cavidade tridimensional de medidas $0,75\text{ m}$ de largura, $0,75\text{ m}$ de altura e $1,5\text{ m}$ de profundidade, conforme indicado na figura 4.11. Uma das paredes é mantida a uma temperatura constante de 50°C , enquanto a parede oposta é mantida a uma temperatura constante de 10°C , com a temperatura da câmara

controlada em 30°C (o equivalente a média aritmética entre as duas paredes), resultando em um número de Rayleigh $Ra = 1,58 \times 10^9$. As demais paredes são constituídas de materiais adiabáticos, de forma a evitar a troca de calor.

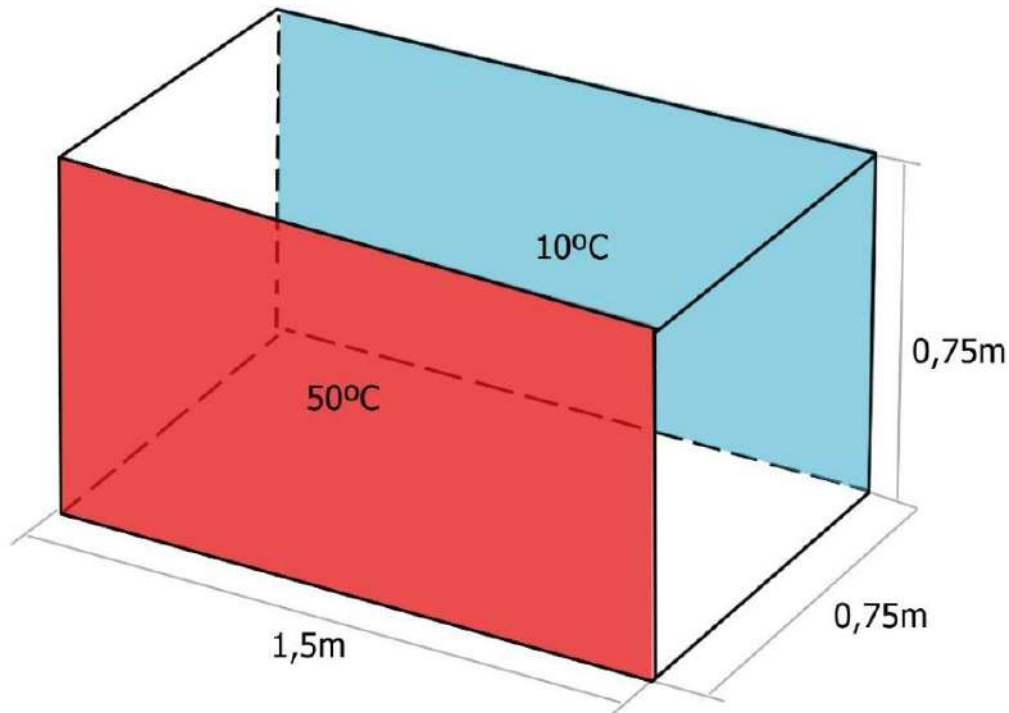


Figura 4.11: Representação da cavidade tridimensional do *benchmark* de AMPOFO e KARAYANNIS (2003) utilizado para as simulações.

Mais uma vez, foram realizadas simulações utilizando dois tipos de malhas hexagonais para os diferentes modelos, diferenciados pelo primeiro ponto e densidade de malha próxima à parede. Para o teste de convergência de malha foram selecionadas malhas de aproximadamente 480.000, 840.000 e 1.320.000 elementos hexagonais para cada um dos dois tipos de malhas. A propriedade escolhida para avaliar o erro de discretização, novamente, foi o módulo da velocidade, medidos nos pontos $P_1 = (x, y, z) = (0,0075 ; 0,625 ; 0,75)$, $P_2 = (x, y, z) = (0,7425 ; 0,625 ; 0,75)$, $P_3 = (0,7425 ; 0,25 ; 0,75)$, próximos às paredes, onde estão agindo os efeitos de empuxo, devido a convecção natural. Os resultados dos índices de convergência de malha, de acordo com a metodologia GCI, se encontram na tabela a seguir:

Tabela 4.3: Resultados do teste de convergência de malha para os casos RNG $k - \varepsilon$ e SST $k - \omega$ do *benchmark* desenvolvido por AMPOFO e KARAYANNIS (2003).

Modelo	RNG $k - \varepsilon$			SST $k - \omega$		
N_1, N_2, N_3	1.320.000, 840.000, 480.000			1.320.000, 840.000, 480.000		
Ponto avaliado	P_1	P_2	P_3	P_1	P_2	P_3
r_{21}	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16
r_{32}	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
ϕ_1	0,05977	0,06084	0,07572	0,14366	0,10077	0,18531
ϕ_2	0,06004	0,05999	0,07534	0,14593	0,09783	0,18933
ϕ_3	0,05676	0,05679	0,07256	0,14452	0,09769	0,18913
ϕ_{ext}^{21}	0,05972	0,06135	0,07582	0,14203	0,09768	0,18912
e_a^{21}	0,47%	1,39%	0,50%	0,96%	0,14%	0,11%
e_{ext}^{21}	0,07%	0,83%	0,13%	1,77%	0,01%	0,01%
GCI_{fine}^{21}	0,09%	1,05%	0,17%	2,18%	0,01%	0,01%
ϕ_{ext}^{32}	0,06033	0,06135	0,07582	0,14921	0,09768	0,18954
e_a^{32}	5,46%	5,33%	3,69%	1,55%	3,01%	2,12%
e_{ext}^{32}	0,57%	2,21%	0,63%	34,44%	0,15%	0,11%
GCI_{fine}^{32}	0,60%	2,83%	0,79%	2,81%	0,19%	0,13%

É possível notar que, para todas as malhas avaliadas, nos dois modelos avaliados, há uma diminuição do índice de convergência com o aumento de malha, indicando um elevado grau de independência da malha. Novamente, foram escolhidas as malhas mais refinadas para dar prosseguimento com as simulações.

A figura 4.12 mostra, respectivamente, os perfis adimensionais da velocidade no eixo vertical ($v^+ = v/\sqrt{g\beta H\Delta T}$) e de temperatura ($T^* = (T - T_{frio})/\Delta T$) obtidos pelos quatro modelos de turbulência diferentes, em comparação com os resultados experimentais obtidos pelos autores, medidos no plano central do eixo longitudinal da câmara de testes.

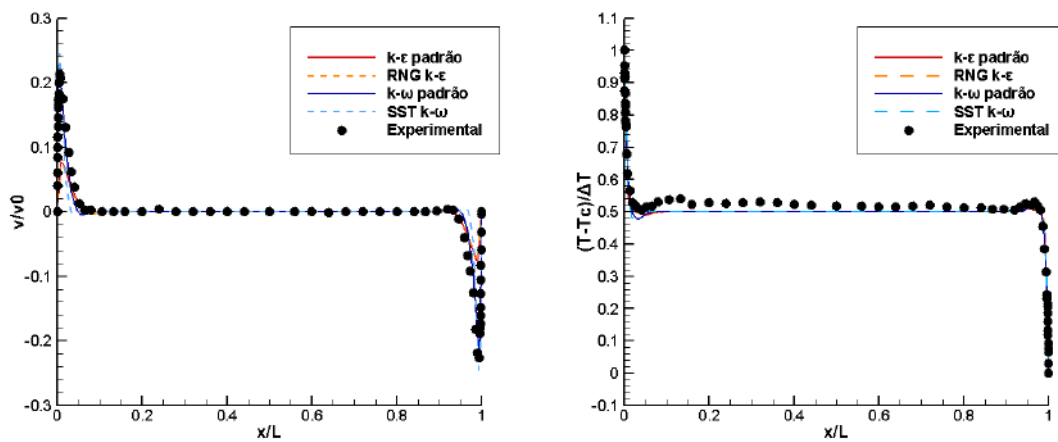


Figura 4.12: Perfis de velocidade vertical adimensional (esquerda) e temperatura adimensional (direita) em $z = 0,75 \text{ m}$ e $y = 0,375 \text{ m}$ do *benchmark* desenvolvido por AMPOFO e KARAYANNIS (2003).

A partir dos gráficos, observa-se que todos os modelos de turbulência forneceram resultados próximos aos obtidos experimentalmente. Há pouca diferença visível entre os dois modelos $k - \omega$ e entre os dois modelos $k - \varepsilon$. Os dois primeiros, no entanto, predisseram bem as velocidades máximas e conseguiram demonstrar de forma satisfatória os efeitos de troca de calor entre a parede e o ar interno, o que os dois últimos não foram capazes. Isso era um resultado já esperado, uma vez que a velocidade depende unicamente do empuxo térmico devido aos efeitos de troca de calor que ocorrem na interação da parede com o ambiente e, por conta das limitações do modelo, as malhas utilizadas para as simulações dos modelos $k - \varepsilon$ não possuem o refinamento necessário próximo a parede, não sendo capazes de reproduzir os mesmos efeitos. É possível observar esses efeitos através das linhas de corrente e contornos de temperatura, dispostos na figura a seguir:

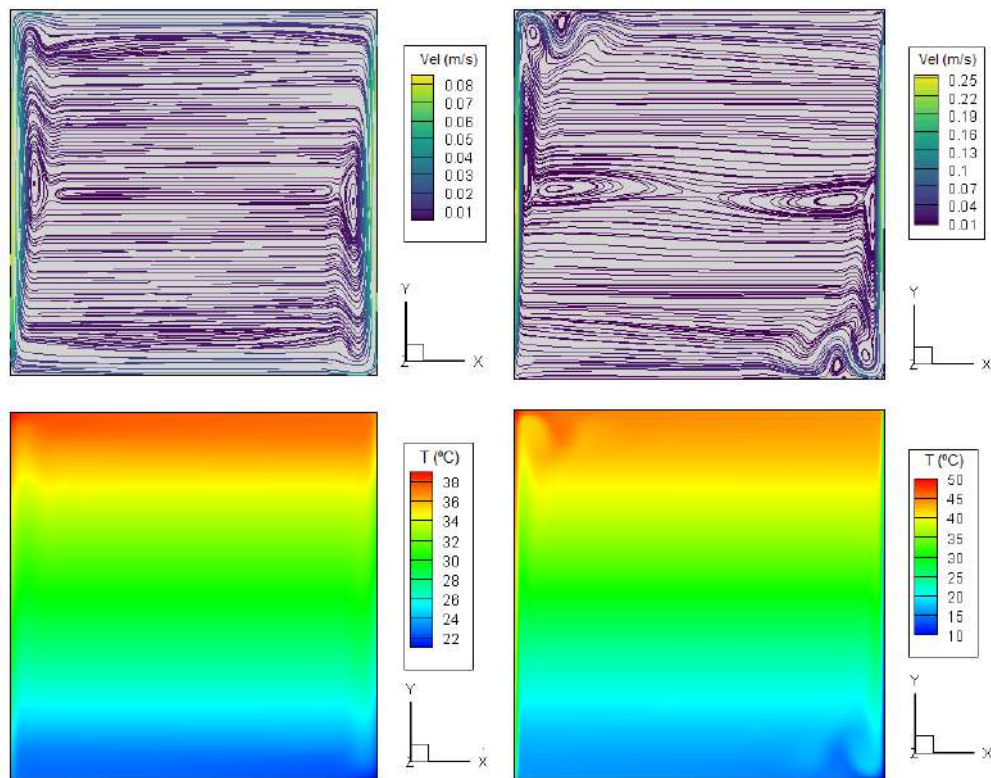


Figura 4.13: Linhas de corrente e contornos de temperatura para os modelos RNG $k - \epsilon$ (esquerda) e SST $k - \omega$ (direita).

4.5. Conclusões

No presente capítulo foram estudados três problemas de escoamentos em ambientes internos que são bem documentados na literatura e que servem de base para a validação do código CFD a ser utilizado nas simulações. Esses problemas apresentaram situações físicas, métodos e hipóteses simplificadoras que também estão presentes nas simulações realizadas no capítulo a seguir e, também, serviram como base para a escolha do modelo de turbulência que se mostra mais adequado às peculiaridades dos escoamentos a serem estudados.

Conclui-se que os resultados apresentados pelo código CFD e pelos quatro modelos de turbulência foram satisfatórios, não sendo possível apontar uma ampla superioridade de algum modelo. Porém, devido ao fato de as interações entre a parede e o ar interno serem de relevância aos problemas a serem estudados, optou-se pela escolha do modelo SST $k - \omega$, que se mostrou um modelo versátil e com uma boa capacidade de prever os efeitos do escoamento que ocorrem próximo e distante das paredes.

5. Climatização de ambientes por métodos de estratificação de temperatura

Depois de validado o código CFD e definidas as hipóteses e modelo de turbulência a serem utilizados, é possível aplicar a ferramenta computacional no objetivo proposto pelo presente trabalho. Nessa sessão serão discutidos os casos e cenários em que foram realizadas as simulações computacionais e suas respectivas peculiaridades.

Primeiramente, optou-se por utilizar um escritório pequeno, quadrado, de $25 m^2$ de área e com um pé direito de $3 m$ de altura. A carga térmica nesse escritório é proveniente de condições de contorno de temperatura prescritas no teto, no chão e nas paredes, que variam de acordo com os casos estudados, além da carga térmica do ocupante presente na zona ocupada do recinto, em dois dos casos.

As temperaturas internas das paredes foram estimadas utilizando-se correlações de carga térmica obtidas através de dados meteorológicos oriundos de uma planilha disponibilizada por SPITLER *et al.* (2010), que utiliza o método RTS para o cálculo de carga térmica. Foram utilizados os dados do aeroporto do Galeão, no Rio de Janeiro, e condições de carga térmica de verão para as estimativas.

A partir da temperatura prescrita nas paredes, as cargas térmicas utilizadas no dimensionamento do difusor foram estimadas pelas correlações de coeficiente convectivo advindas do trabalho de NOVOSELAC *et al.* (2006), disponíveis no ANEXO A. O dimensionamento do difusor foi feito considerando uma temperatura de projeto de $24^{\circ}C$ e os valores de vazão encontrados no dimensionamento foram sobrestimados para valores nominais do modelo comercial de difusor QLF, comercializado pela TROX, de dimensões $100 cm \times 75 cm$.

A viga fria passiva, por sua vez, foi modelada como um corpo frio, com toda a sua superfície mantida a $14^{\circ}C$ e de dimensões $300 cm \times 1500 cm \times 575 cm$, suspensa a uma distância de $20 cm$ do teto, valores padrão de uma viga do tipo PKV, comercializada, também, pela TROX.

Foram simulados quatro cenários diferentes, com variações na carga térmica do recinto e no número de ocupantes na zona habitável do recinto. Todos os casos possuem uma carga térmica fixa advinda de uma temperatura prescrita no teto e chão, que

correspondem a $42,77^{\circ}\text{C}$ e $26,83^{\circ}\text{C}$, respectivamente. A variação da carga térmica ocorre através da temperatura das paredes, que são mantidas a $38,67^{\circ}\text{C}$, e do ocupante, que possui uma carga de 90 W . Os casos (a) reproduzem uma situação, próxima a um caso real, com a parede frontal e o teto do escritório expostos ao sol, enquanto os casos (b) reproduzem uma situação em que as duas paredes laterais e o teto estão aquecidos.

A tabela a seguir apresenta uma visão mais detalhada sobre os casos a serem estudados e a vazão e temperatura de insuflação obtidas pelo dimensionamento proposto pela ASHRAE (1999), onde DV (*Displacement Ventilation*) refere-se ao método de ventilação por deslocamento e PCB (*Passive Chilled Beam*) a utilização de uma viga ativa passiva:

Tabela 5.1: Casos estudados, com suas respectivas vazões e temperaturas de insuflação.

Caso	Método	Ocupantes	Vazão de insuflação (l/s)	Temperatura de insuflação ($^{\circ}\text{C}$)
1.a	DV	0	125	21
1.b	DV	0	175	21
2.a	DV	1	125	21
2.b	DV	1	175	21
3.a	DV + PCB	0	75	21
3.b	DV + PCB	0	125	21
4.a	DV + PCB	1	125	21
4.b	DV + PCB	1	175	21

Para todas as simulações, foi utilizado como critério de parada a convergência dos resíduos, onde considerou-se a convergência dos resultados quando os resíduos para continuidade, quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação específica atingem a ordem de, pelo menos, 10^{-4} e os resíduos da equação da energia atingem a ordem de 10^{-6} . Para todas as simulações o escoamento é considerado incompressível e o ar é modelado como ar seco. Utilizou-se o solver acoplado e os efeitos de empuxo foram tratados de acordo com a aproximação de Boussinesq. A discretização do campo de pressão foi feita utilizando o algoritmo *PRESTO!*, enquanto para a discretização das demais equações foi utilizado o algoritmo *Upwind* de segunda ordem.

5.1. Ambiente climatizado pelo método de ventilação por deslocamento

5.1.1. Escritório sem ocupante na zona habitável do recinto

Os primeiros casos a serem estudados são referenciados na tabela 5.1 como casos 1.a e 1.b. Se trata de um escritório pequeno, quadrado, com um difusor em uma das paredes, na altura do chão, e um exaustor na altura do teto. Em ambos os casos, as temperaturas T_{teto} e $T_{chão}$ são mantidas, respectivamente, a $42,77\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $26,83\text{ }^{\circ}\text{C}$. No caso (a), $T_{frente} = 38,67\text{ }^{\circ}\text{C}$, enquanto no caso (b), $T_{esq} = T_{dir} = 38,67\text{ }^{\circ}\text{C}$. As demais paredes possuem condições de contorno adiabáticas. A figura a seguir mostra uma representação das dimensões do recinto.

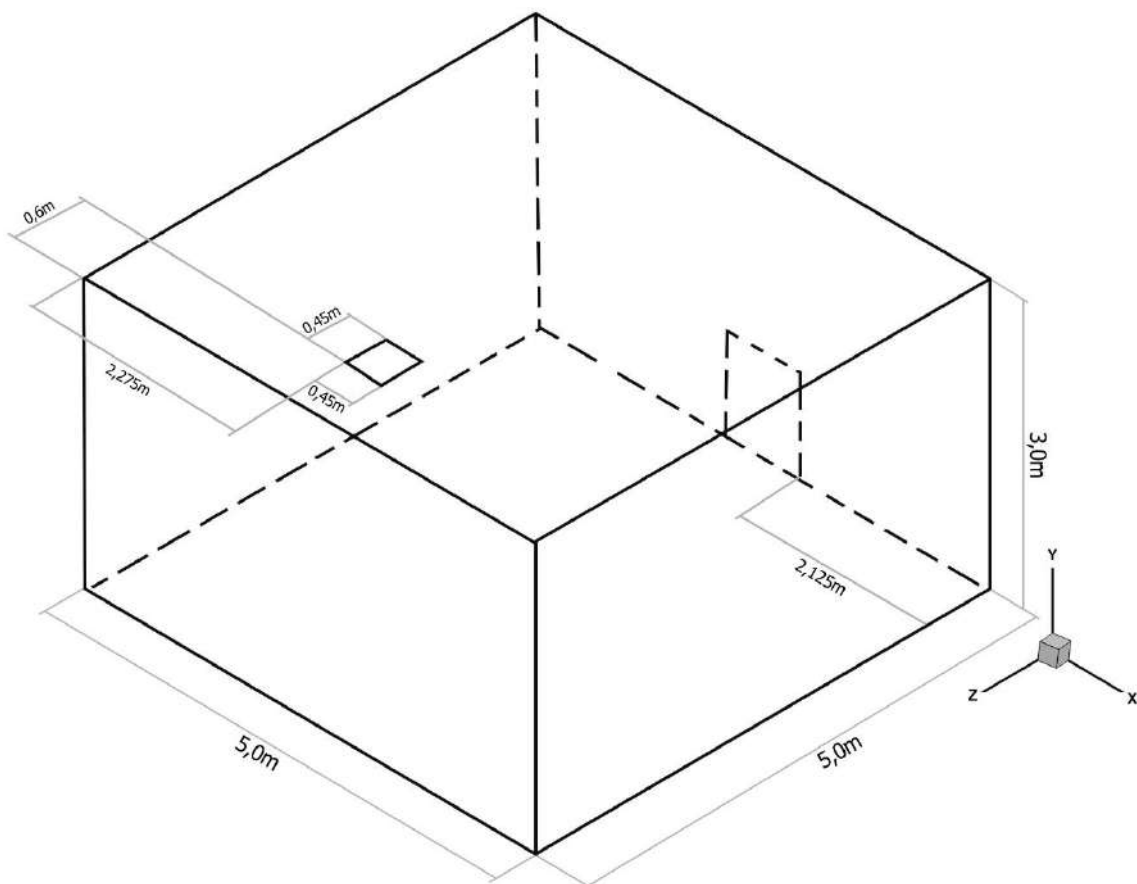


Figura 5.1: Representação esquemática do recinto estudado no caso 1.

Para o teste de convergência de malha foram realizados testes, utilizando as condições de contornos correspondentes ao caso 1.b, com malhas de diversos tamanhos e foram selecionadas malhas de aproximadamente 600.000, 1.000.000 e 1.400.000 elementos hexagonais. Foi escolhido como propriedade a ser avaliada o módulo da velocidade para a realização do teste de convergência de malha, a partir da metodologia GCI. Os módulos das velocidades foram medidos nos pontos $P_1 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 1,5)$, $P_2 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 3,0)$, $P_3 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 4,5)$. Os resultados do teste de convergência de estão dispostos na tabela a seguir:

Tabela 5.2: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 1.b.

N_1, N_2, N_3	1.400.000, 1.000.000, 600.000		
Ponto avaliado	P_1	P_2	P_3
r_{21}	1,12	1,12	1,12
r_{32}	1,20	1,20	1,20
ϕ_1	0,28961	0,22687	0,12699
ϕ_2	0,29068	0,22749	0,12673
ϕ_3	0,29136	0,22640	0,12545
ϕ_{ext}^{21}	0,28932	0,22564	0,12721
e_a^{21}	0,37%	0,27%	0,21%
e_{ext}^{21}	0,10%	0,54%	0,17%
GCI_{fine}^{21}	0,12%	0,68%	0,21%
ϕ_{ext}^{32}	0,29062	0,22867	0,12721
e_a^{32}	0,23%	0,48%	1,01%
e_{ext}^{32}	21,72%	0,51%	0,37%
GCI_{fine}^{32}	0,03%	0,65%	0,47%

Observa-se que, para todos os pontos, o valor do índice de convergência de malha é baixo, com todos os pontos avaliados possuindo um valor menor que 1%, o que indica uma boa convergência para as malhas avaliadas no estudo. Em função do baixo erro numérico associado, foi escolhida a malha mais refinada.

Conforme já mencionado na introdução deste capítulo, foram estudadas duas situações de cargas térmicas diferentes para avaliar como se comporta o escoamento do ar no método de ventilação por deslocamento. Para isso, foram plotados os campos de velocidade e temperatura, dispostos nas figuras a seguir:

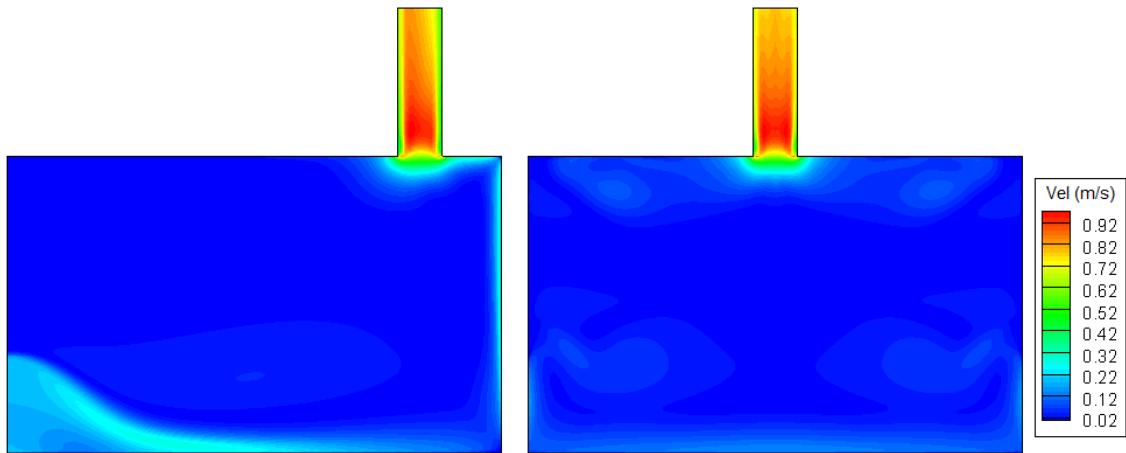


Figura 5.2: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.a.

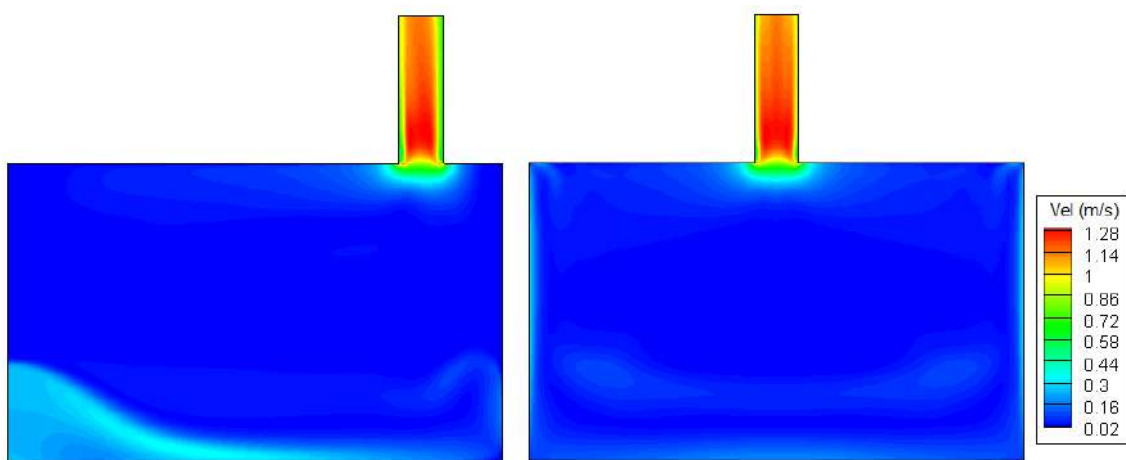


Figura 5.3: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.b.

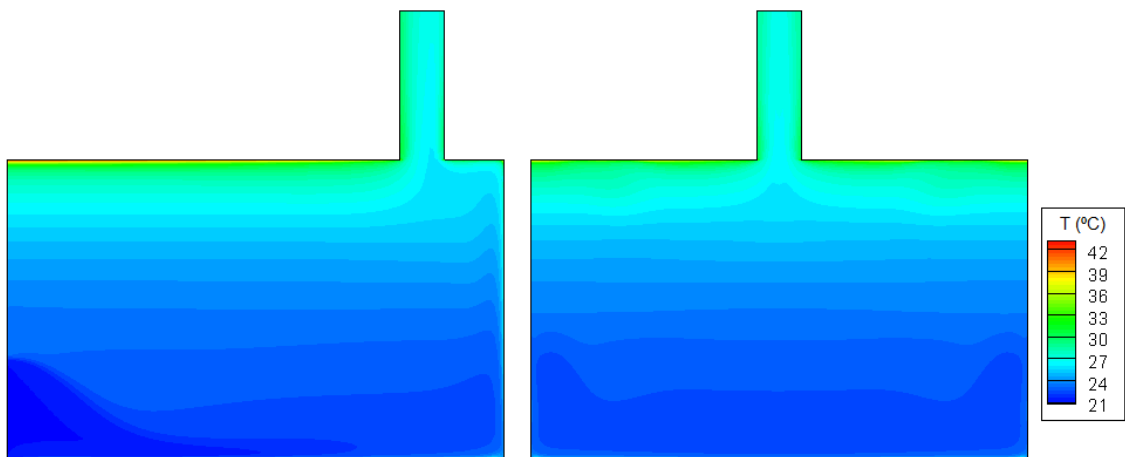


Figura 5.4: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.a.

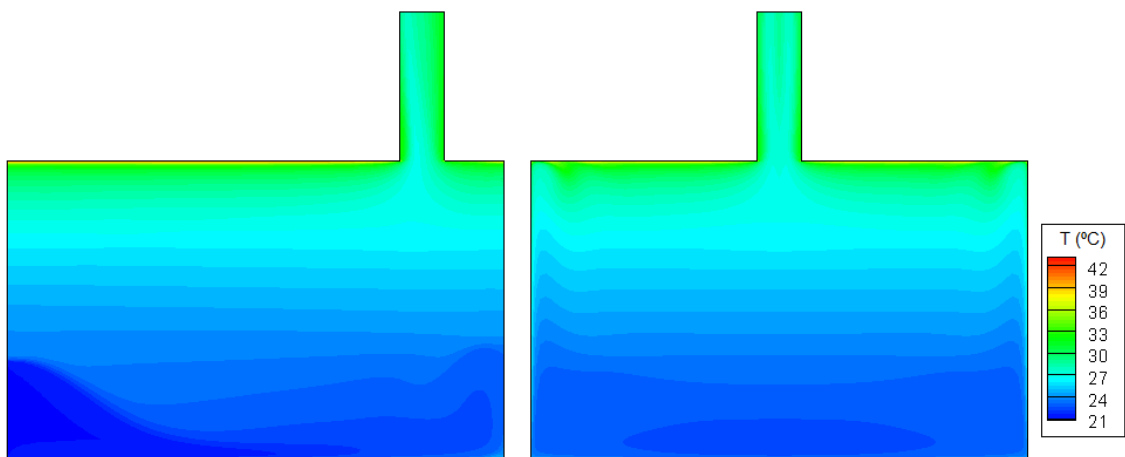


Figura 5.5: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.b.

Com base nos contornos de velocidade, verifica-se que, para os dois casos avaliados, as velocidades do escoamento são bem próximas a zero, com exceção da região próxima ao difusor, exaustor e as paredes aquecidas. No caso da última, devido a troca de calor com o ar ambiente e ao empuxo térmico, cria-se um fluxo ascendente em direção ao teto e uma região de velocidade mais alta próxima às paredes aquecidas. Nota-se, também, algumas regiões com uma velocidade maior próximas às paredes laterais, no caso 1.a, e frontal, no caso 1.b, que se dão devido a recirculações no escoamento. Essas recirculações podem ser melhor observadas através do campo de vetores do escoamento, demonstrado nas figuras 5.6 e 5.7.

É possível perceber, também, a partir dos campos de temperatura, que a estratificação da temperatura nos dois ambientes ocorreu conforme o esperado, havendo

uma estratificação mais acentuada no caso 1.b devido a maior carga térmica presente no ambiente, fornecida pelas duas paredes laterais.

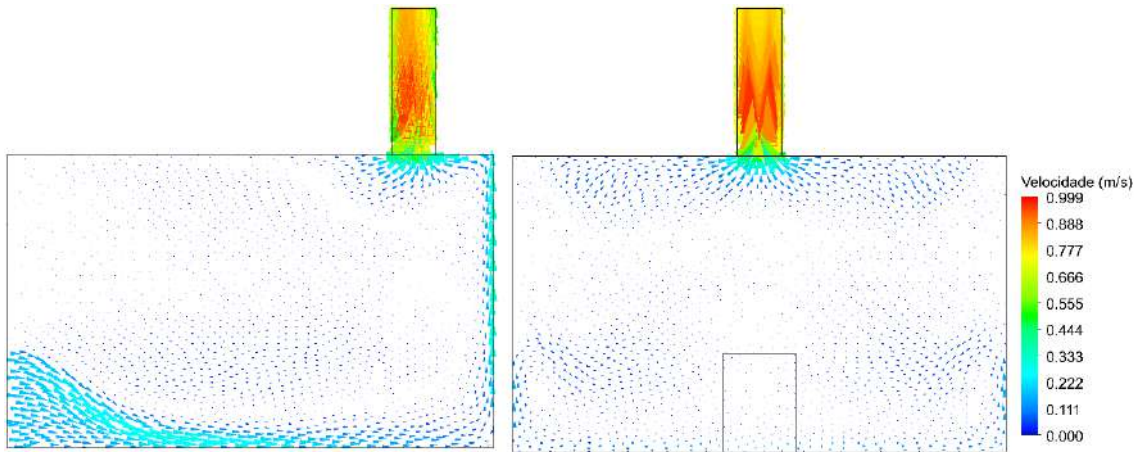


Figura 5.6: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.a

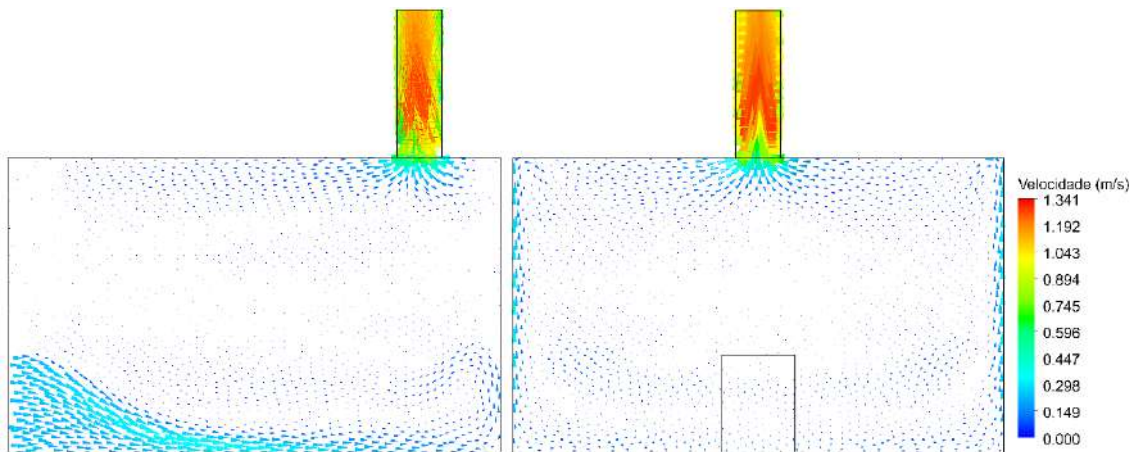


Figura 5.7: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 m$ e $z = 4,175 m$ para o caso 1.b.

5.1.2. Escritório com ocupante na zona habitável do recinto

Esses casos são referenciados na tabela 5.1 como caso 2.a e 2.b. Suas condições de contorno são iguais às do primeiro caso, com a adição de um ocupante, na zona habitável do recinto, que age como fonte quente e possui carga de $Q_{ocup} = 90W$. A figura a seguir mostra uma representação das dimensões do recinto.

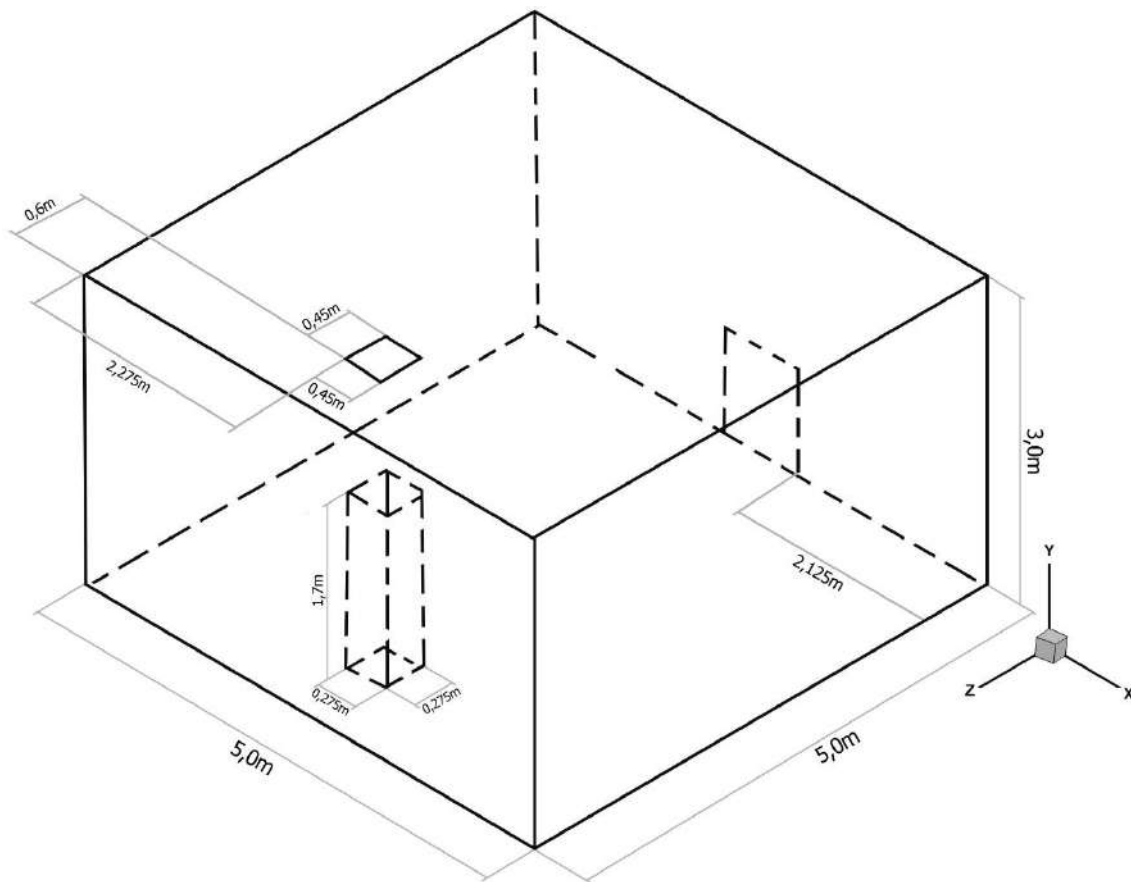


Figura 5.8: Representação esquemática do recinto estudado no caso 2.

Para o teste de convergência de malha foram realizados testes, utilizando as condições de contornos correspondentes ao caso 2.b, com malhas de aproximadamente 600.000, 1.000.000 e 1.500.000 elementos hexagonais. A partir da metodologia GCI, foi escolhido o módulo da velocidade como propriedade a ser avaliada para a realização do teste. Os módulos das velocidades foram medidos nos pontos $P_1 = (x, y, z) = (2,5; 0,1; 1,0)$, $P_2 = (x, y, z) = (2,5; 0,1; 2,0)$, $P_3 = (x, y, z) = (2,5; 0,1; 3,0)$. Os resultados do teste de convergência estão disponíveis na tabela a seguir:

Tabela 5.3: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 2.b.

N_1, N_2, N_3	1.500.000, 1.000.000, 600.000		
Ponto avaliado	P_1	P_2	P_3
r_{21}	1,13	1,13	1,13
r_{32}	1,17	1,17	1,17
\emptyset_1	0,20391	0,33258	0,22715
\emptyset_2	0,20321	0,32833	0,23086
\emptyset_3	0,20342	0,31282	0,20342
\emptyset_{ext}^{21}	0,20408	0,33541	0,22625
e_a^{21}	0,34%	1,28%	1,63%
e_{ext}^{21}	0,09%	0,85%	0,40%
GCI_{fine}^{21}	0,11%	1,07%	0,50%
\emptyset_{ext}^{32}	0,20318	0,33541	0,23486
e_a^{32}	0,10%	4,72%	11,89%
e_{ext}^{32}	61,60%	2,11%	1,70%
GCI_{fine}^{32}	0,02%	2,69%	2,16%

Com base na tabela acima, verifica-se que para os pontos P_2 e P_3 os valores de GCI diminuíram com o refinamento da malha, enquanto para o ponto P_1 , embora não haja a diminuição, o valor continua na faixa assintótica. Devido ao menor erro numérico associado, foi escolhida a malha mais refinada para dar prosseguimento às análises.

Os campos de velocidade e temperatura para os casos 2.a e 2.b são apresentados nas figuras a seguir:

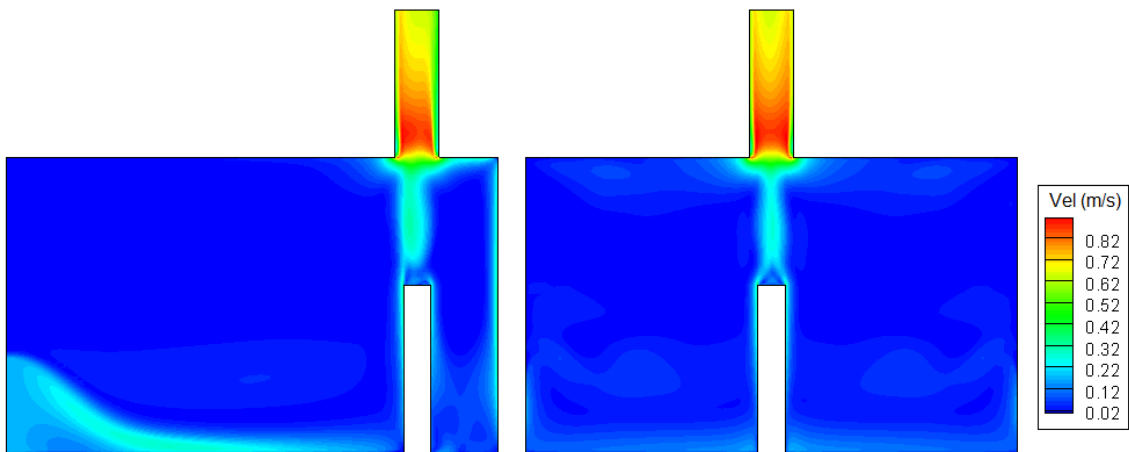


Figura 5.9: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 2.a.

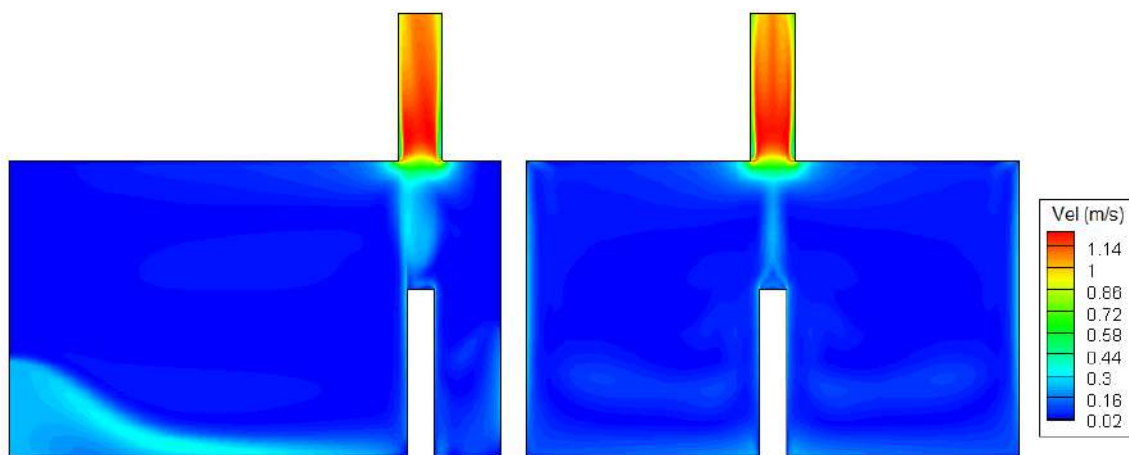


Figura 5.10: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 2.b.

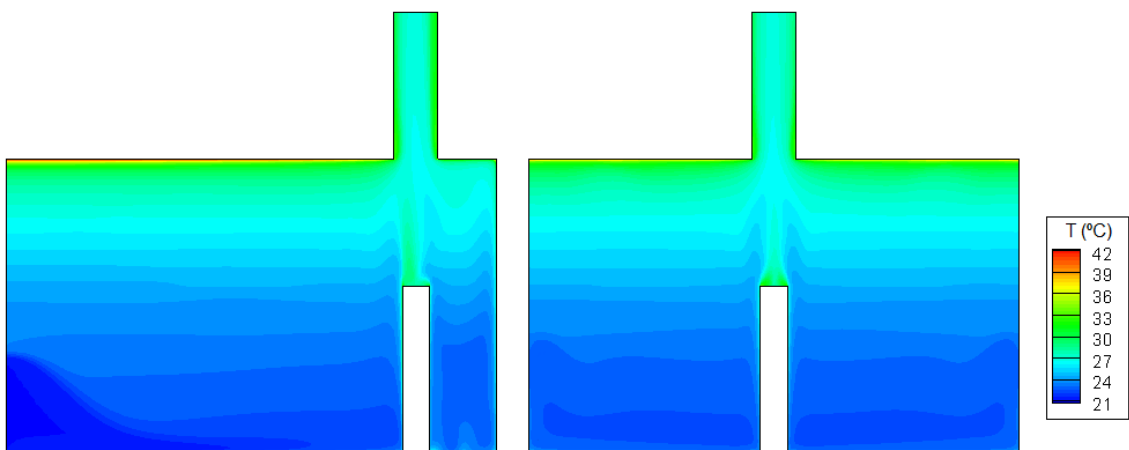


Figura 5.11: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 2.a.

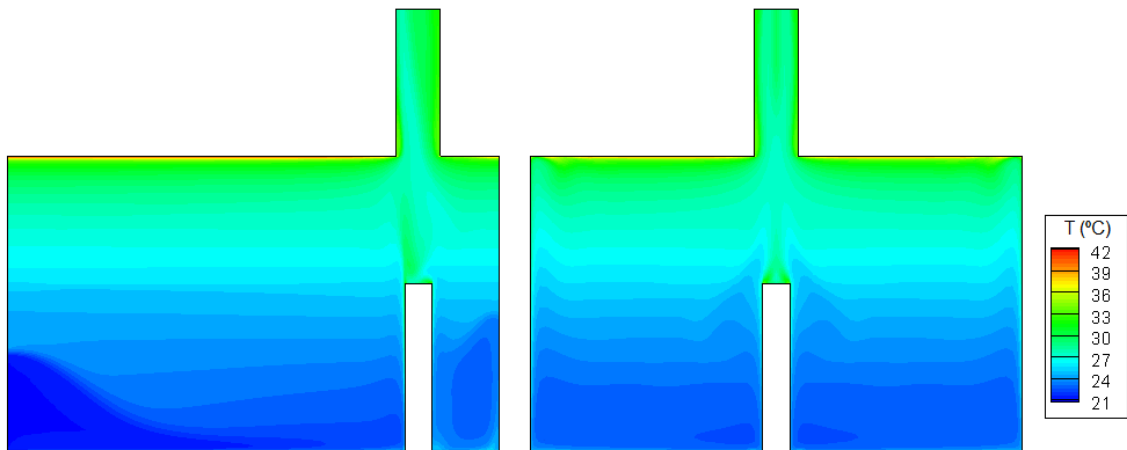


Figura 5.12: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 2.b

A partir dos contornos de velocidade, observa-se um comportamento semelhante aos do caso 1 em relação as baixas velocidades no recinto. Porém, além dos fluxos ascendentes nas paredes aquecidas, é possível notar que, devido aos efeitos de empuxo térmico, uma pluma térmica é formada ao redor do ocupante. À medida que a pluma ascende, a sua vazão volumétrica aumenta devido ao entranhamento do ar ambiente. Nota-se, também, recirculações na região atrás do ocupante e próxima as paredes, como no caso anterior. Além de recirculações próximas ao exaustor, na região próxima a pluma térmica e acima da fonte quente. Essas recirculações podem ser vistas, também, no campo de vetores presente nas figuras 5.13 e 5.14.

Os contornos de temperatura mostram um comportamento semelhante ao do caso 1, onde ocorre uma estratificação maior no cenário de maior carga térmica. Porém, o ocupante no recinto, que age como uma fonte de calor, aumenta a temperatura do ar no seu entorno, o que, por sua vez, acaba por intensificar o gradiente vertical de temperatura em ambos os casos.

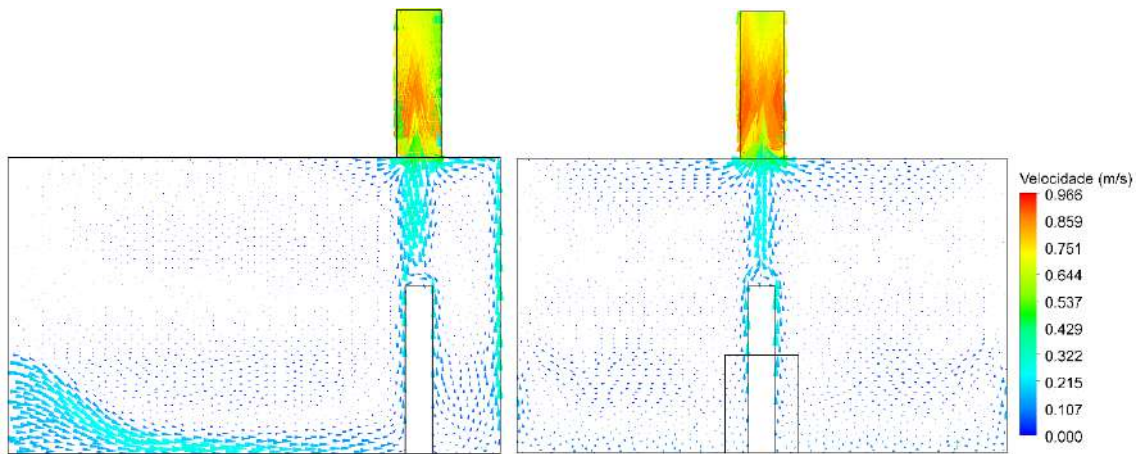


Figura 5.13: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 2.a

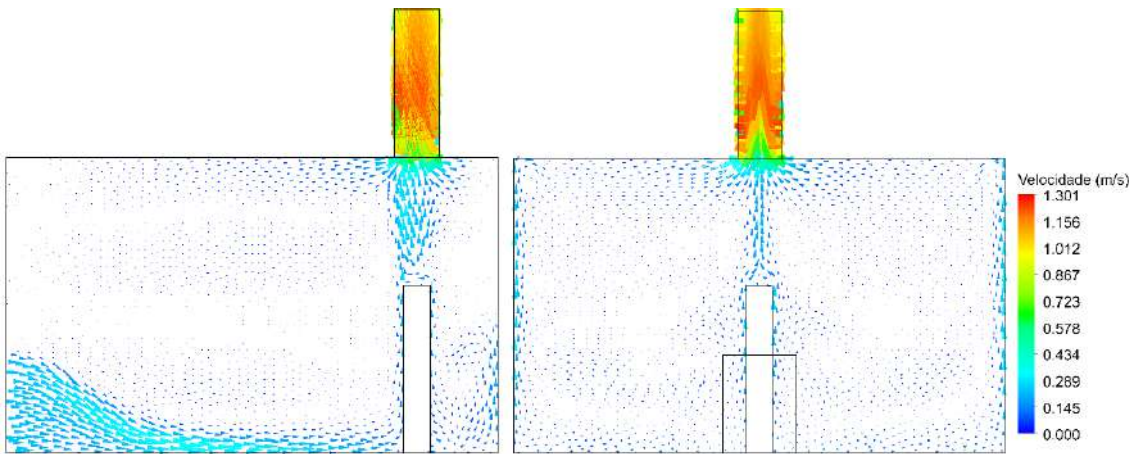


Figura 5.14: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 2.b.

5.2. Ambiente climatizado pelo método de ventilação por deslocamento com o auxílio de viga fria passiva

5.2.1. Escritório sem ocupante na zona habitável do recinto

Os presentes cenários têm por objetivo estudar a atuação da viga passiva em conjunto com a ventilação por deslocamento. Suas condições de contorno são exatamente iguais às dos casos 1.a e 1.b, com exceção da vazão de insuflação, que é diminuída. Há, também, a presença de uma viga passiva acima da zona habitável do recinto, mantida a $T_{viga} = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estes casos são referenciados na tabela 5.1 como caso 3.a e 3.b. A figura a seguir mostra uma representação das dimensões deste recinto.

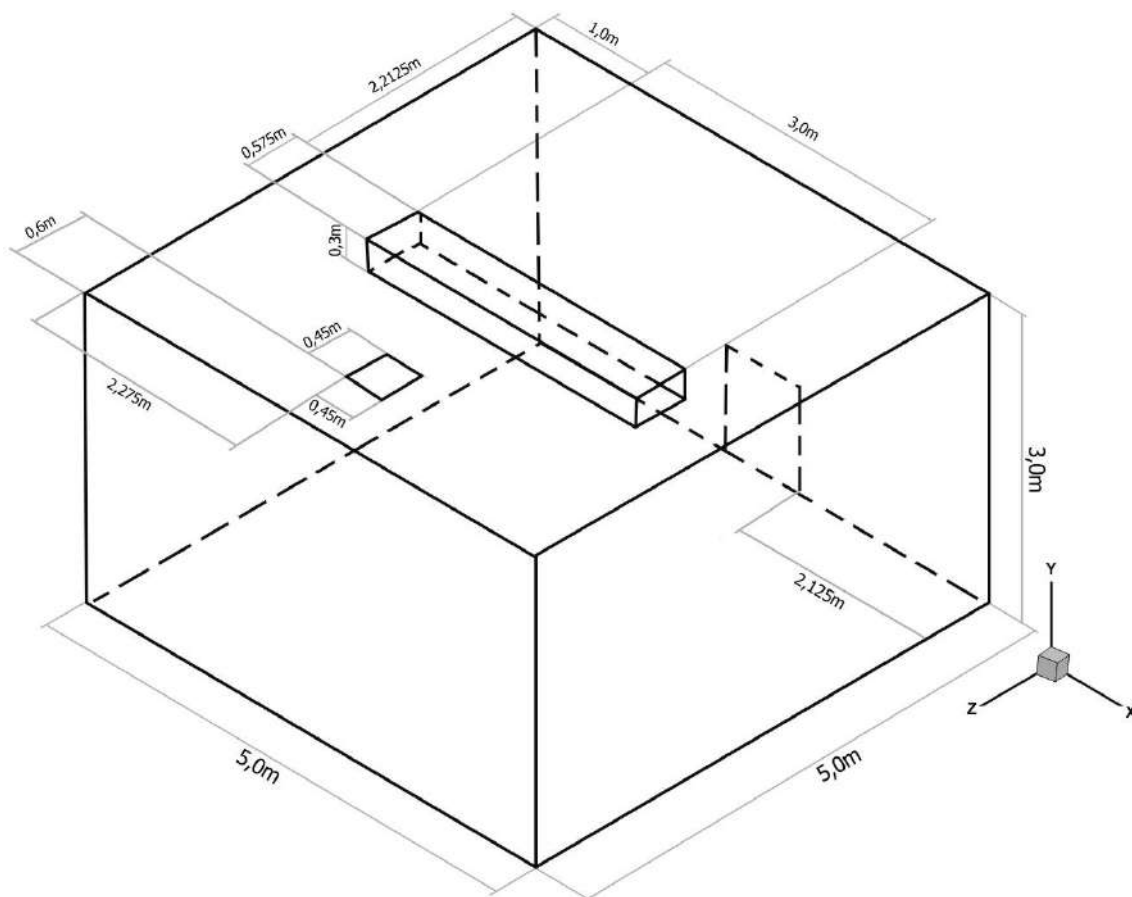


Figura 5.15: Representação esquemática do recinto estudado no caso 3.

Foi realizado um teste de convergência de malha e, para o mesmo, foram utilizadas as condições de contornos correspondentes ao caso 3.b, com malhas de aproximadamente 800.000, 1.200.000 e 1.700.000 elementos hexagonais. O módulo da velocidade foi escolhido, novamente, como propriedade a ser avaliada e essa propriedade foi medida nos pontos $P_1 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 1,5)$, $P_2 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 3,0)$, $P_3 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 4,5)$. Os resultados do teste de convergência estão disponíveis na tabela a seguir:

Tabela 5.4: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 3.b.

N_1, N_2, N_3	1.700.000, 1.200.000, 800.000		
Ponto avaliado	P_1	P_2	P_3
r_{21}	1,12	1,12	1,12
r_{32}	1,13	1,13	1,13
ϕ_1	0,30746	0,16604	0,09578
ϕ_2	0,29894	0,16644	0,09603
ϕ_3	0,29414	0,16697	0,09604
ϕ_{ext}^{21}	0,31610	0,16426	0,09577
e_a^{21}	2,77%	0,24%	0,26%
e_{ext}^{21}	2,73%	1,09%	0,01%
GCI_{fine}^{21}	3,51%	1,35%	0,01%
ϕ_{ext}^{32}	0,30329	0,16426	0,09603
e_a^{32}	1,61%	0,32%	0,01%
e_{ext}^{32}	45,12%	1,33%	0,01%
GCI_{fine}^{32}	1,82%	1,64%	0,01%

Mais uma vez, observa-se que os índices de convergência de malha apresentam valores baixos, indicando uma boa convergência. Dito isto, a malha mais refinada foi a escolhida para dar prosseguimento as análises, devido ao baixo erro numérico associado a mesma.

Para a verificação do escoamento, foram plotados, novamente, os contornos de velocidade e temperatura, que se encontram nas figuras a seguir:

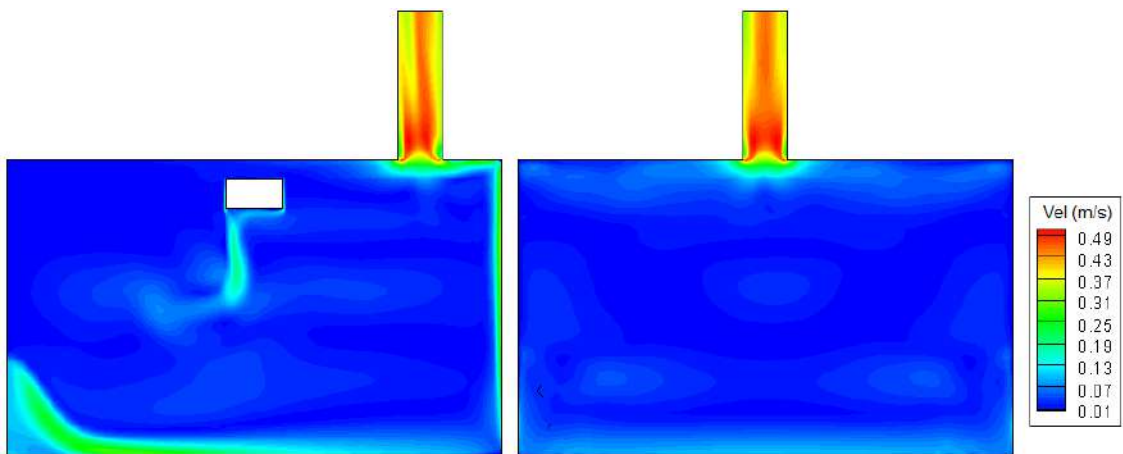


Figura 5.16: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 3.a.

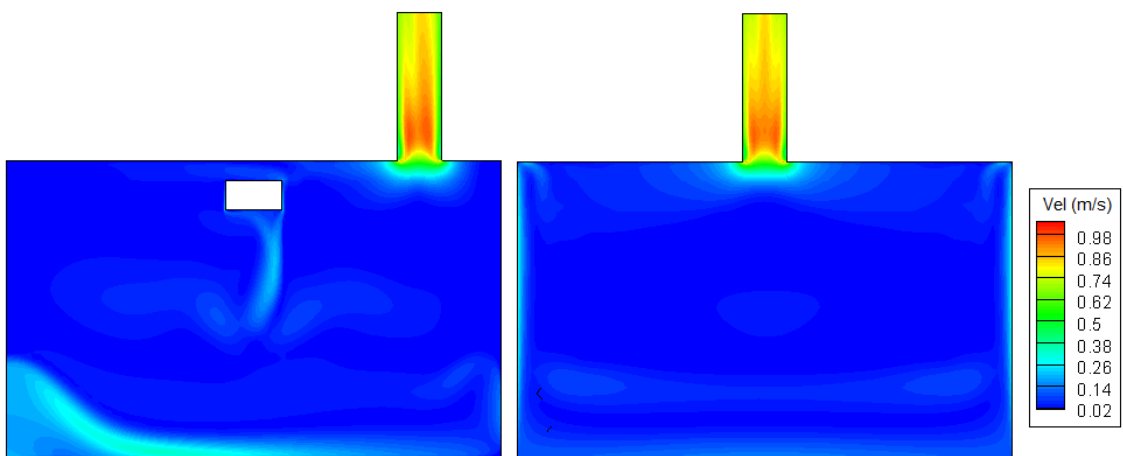


Figura 5.17: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 3.b.

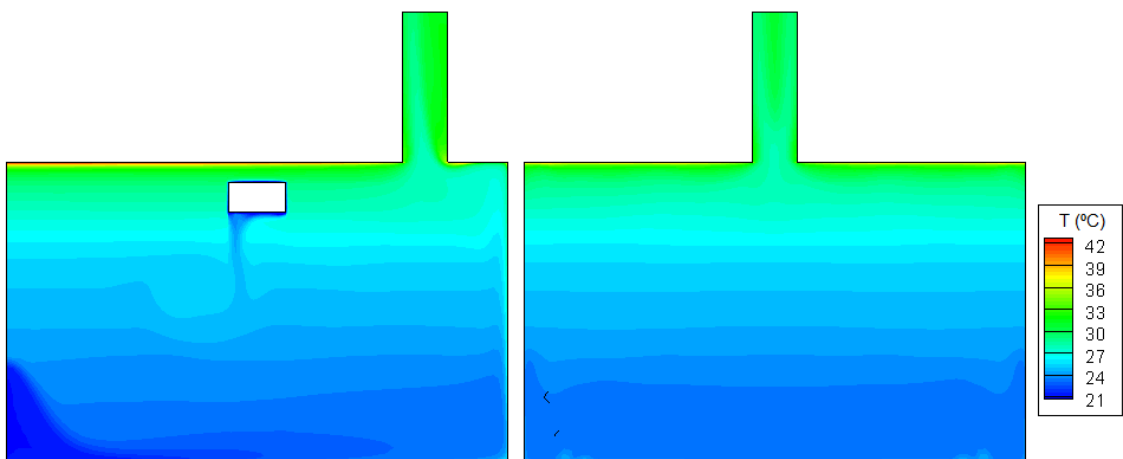


Figura 5.18: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 3.a.

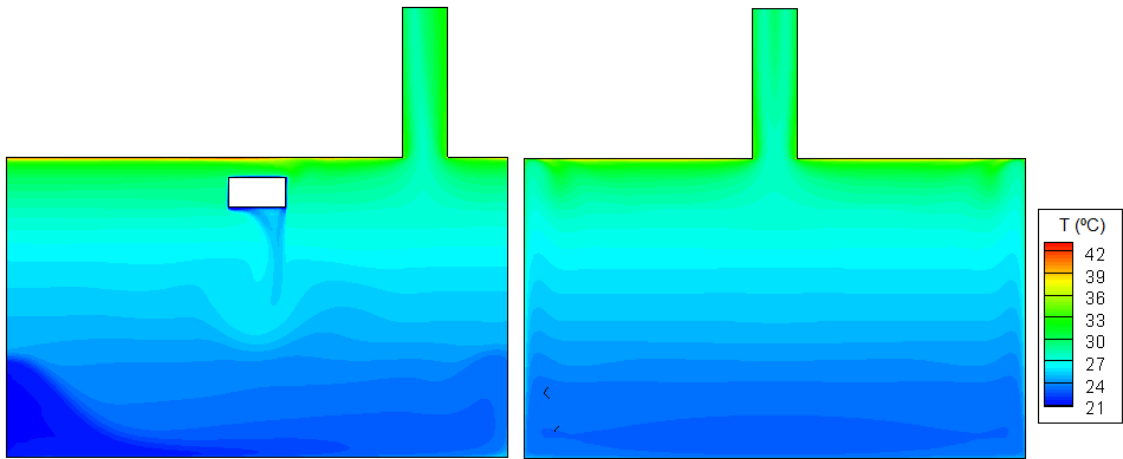


Figura 5.19: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 3.b.

Os contornos de velocidade mostram que a presença da viga fria passiva gera um fluxo descendente abaixo da mesma devido às diferenças de massa específica provenientes da troca de calor da viga com o ar ambiente, onde há um deslocamento do ar mais frio para a região abaixo, isso forma uma região de velocidade mais alta logo abaixo da viga fria. Nota-se, também, que no caso 3.a esse fluxo se encontra próximo a parede posterior da viga, enquanto no caso 3.b, esse fluxo se encontra próximo a parede frontal. Em relação às recirculações, constata-se que há recirculações em locais semelhantes as encontradas nos casos 1, sem a presença da viga fria, além de recirculações nas regiões próximas ao fluxo gerado pela viga fria. Essas recirculações podem ser vistas, também, nas figuras 5.20 e 5.21.

Em relação aos contornos de temperatura, verifica-se um comportamento semelhante ao caso 1, com um gradiente de temperatura vertical mais acentuado no caso 3.b. É constatado, também, que a presença da viga fria causa uma perturbação na estratificação do ambiente, ocorrendo nas regiões abaixo da mesma, sendo observado de forma mais nítida no caso 3.b.

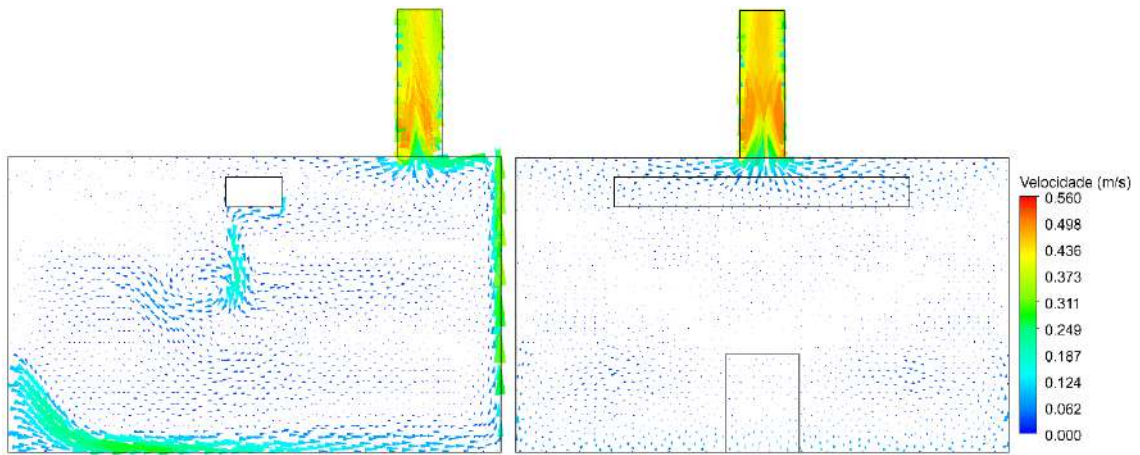


Figura 5.20: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 3.a

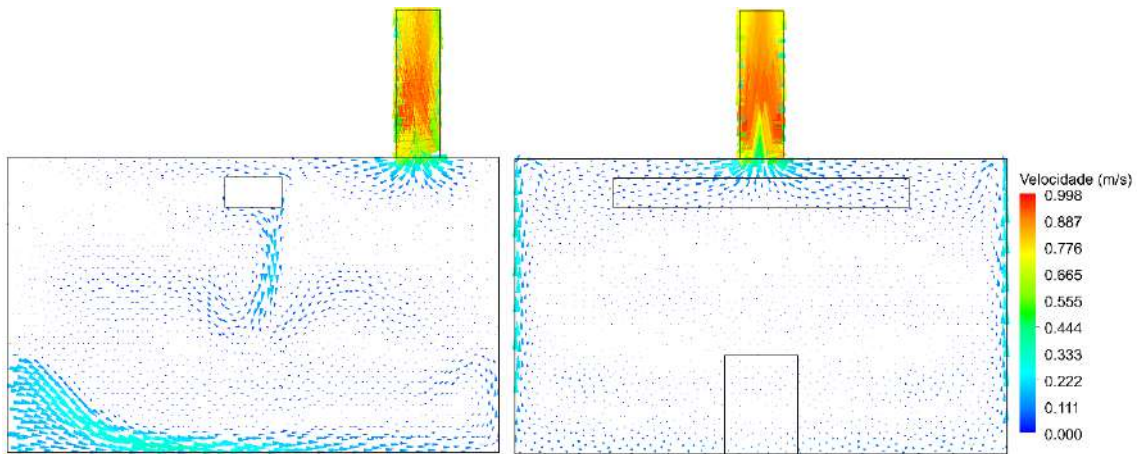


Figura 5.21: Campo de vetores de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 3.b.

5.2.2. Escritório com ocupante na zona habitável do recinto

Assim como no anterior, este caso tem por objetivo estudar como se comporta o escoamento com um sistema de ventilação por deslocamento na presença de uma viga fria passiva. Estes casos são referenciados na tabela 5.1 como casos 4.a e 4.b. Suas condições de contorno são exatamente iguais às dos casos 2.a e 2.b, porém há presença de uma viga passiva acima da zona habitável do recinto, mantida a $T_{viga} = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$. A figura a seguir mostra uma representação das dimensões deste recinto.

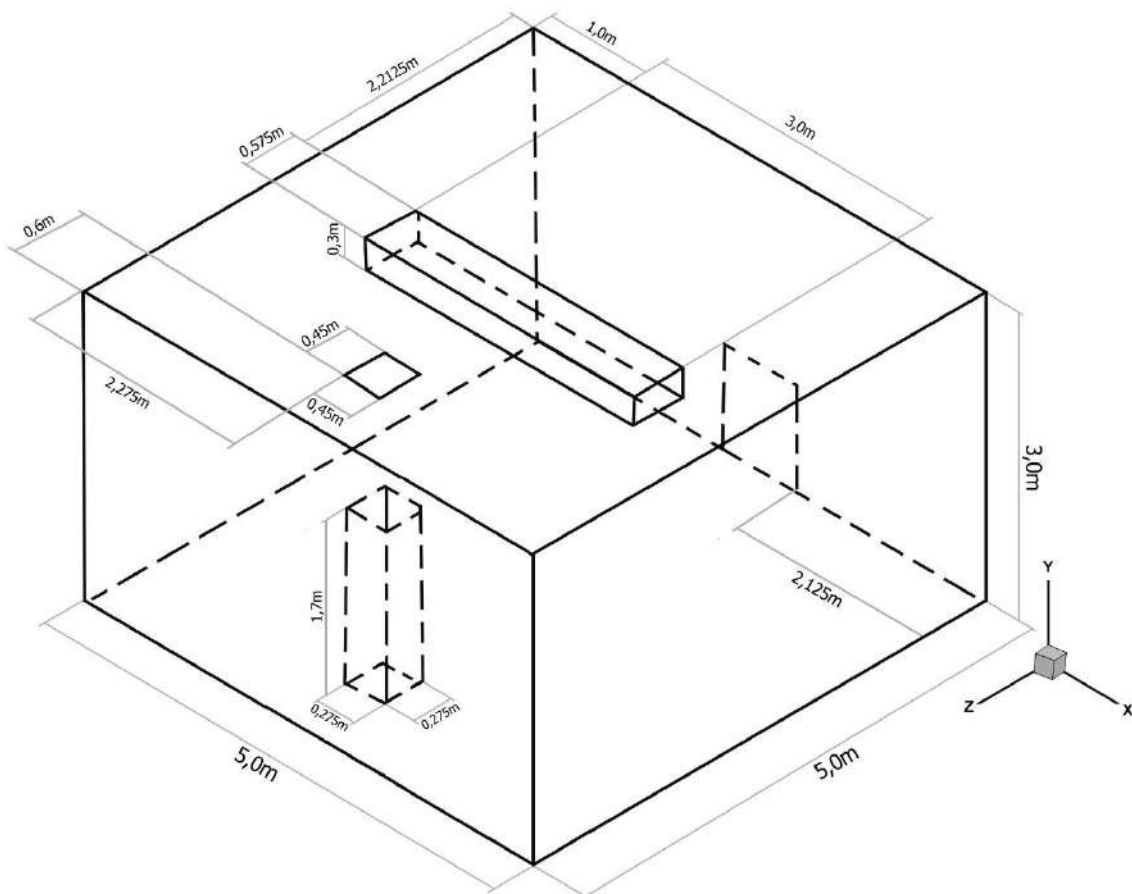


Figura 5.22: Representação esquemática do recinto estudado no caso 4.

Novamente, para o teste de convergência de malha foram realizados testes, utilizando as condições de contornos correspondentes ao caso 4.b, com malhas de aproximadamente 900.000, 1.300.000 e 1.800.000 elementos hexagonais. Foi escolhido, como propriedade a ser avaliada, o módulo da velocidade para a realização do teste de convergência de malha. Os módulos das velocidades foram medidos nos pontos $P_1 =$

$(x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 1,0)$, $P_2 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 2,0)$, $P_3 = (x, y, z) = (2,5 ; 0,1 ; 3,0)$. Os resultados do teste de convergência estão presentes na tabela a seguir:

Tabela 5.5: Resultados do teste de convergência de malha para o caso 4.b.

N_1, N_2, N_3	1.800.000, 1.300.000, 900.000		
Ponto avaliado	P_1	P_2	P_3
r_{21}	1,11	1,11	1,11
r_{32}	1,11	1,11	1,11
ϕ_1	0,20115	0,31054	0,22583
ϕ_2	0,19995	0,30619	0,22335
ϕ_3	0,20278	0,29977	0,22269
ϕ_{ext}^{21}	0,20203	0,31994	0,22673
e_a^{21}	0,59%	1,40%	1,10%
e_{ext}^{21}	0,44%	2,94%	0,40%
GCI_{fine}^{21}	0,55%	3,78%	0,50%
ϕ_{ext}^{32}	0,19789	0,31994	0,22359
e_a^{32}	1,41%	2,09%	0,30%
e_{ext}^{32}	54,73%	4,30%	0,11%
GCI_{fine}^{32}	1,29%	5,62%	0,13%

Constata-se, a partir da tabela acima, que o índice GCI diminui com o refinamento da malha para todos os pontos avaliados, com exceção do ponto P_3 , que, por sua vez, apresenta um valor muito pequeno, indicando convergência. Tendo isso em vista, foi escolhida a malha mais refinada para dar continuidade às análises.

Os contornos de velocidade e de temperatura do escoamento, para os casos 3.a e 3.b estão apresentados a seguir:

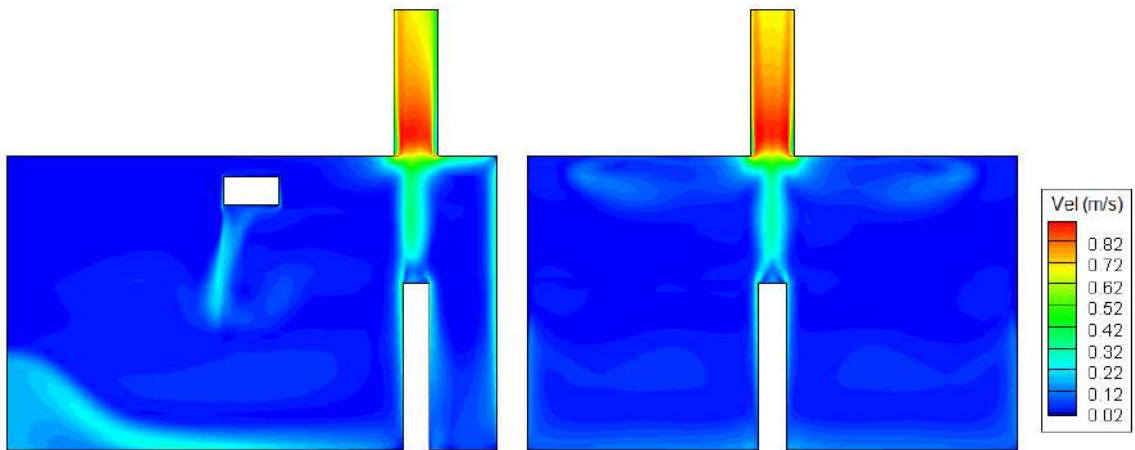


Figura 5.23: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 4.a.

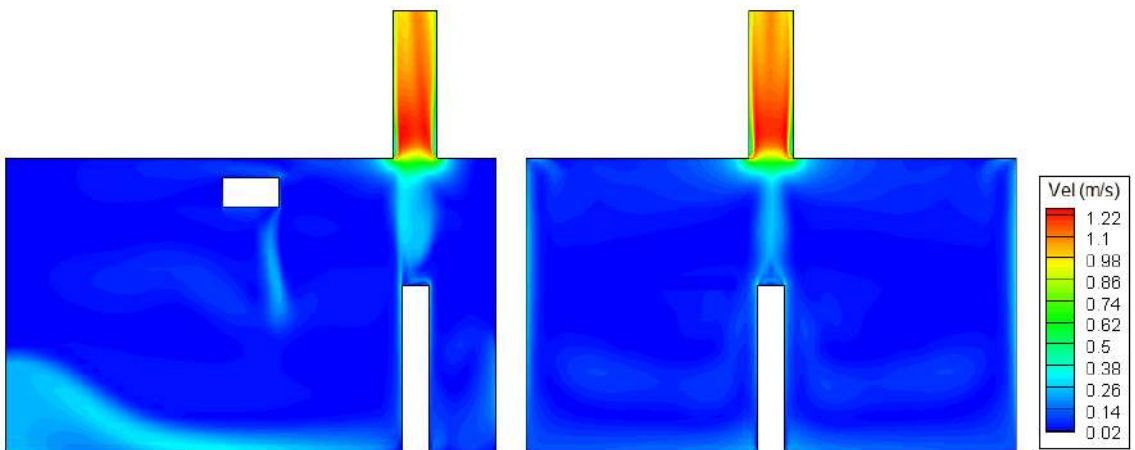


Figura 5.24: Contornos de velocidade nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 4.b.

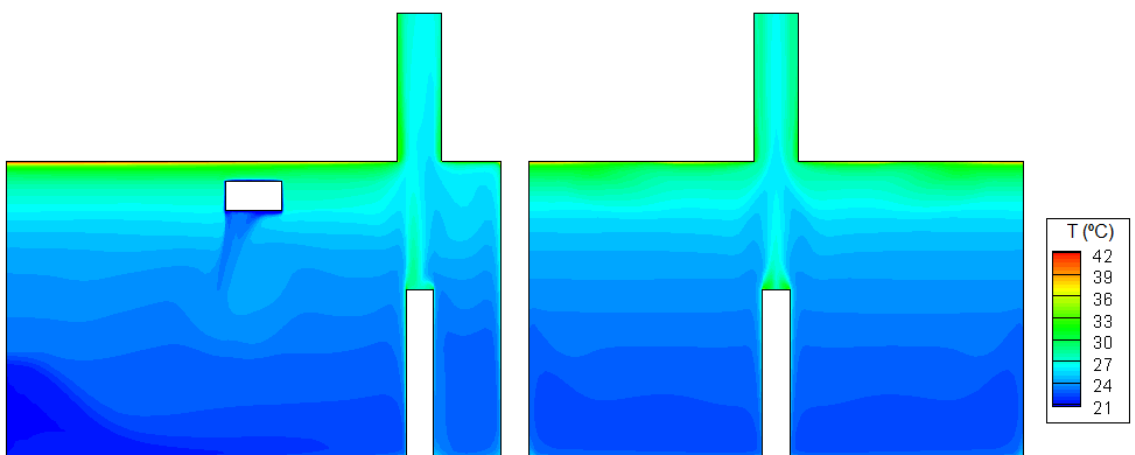


Figura 5.25: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 4.a.

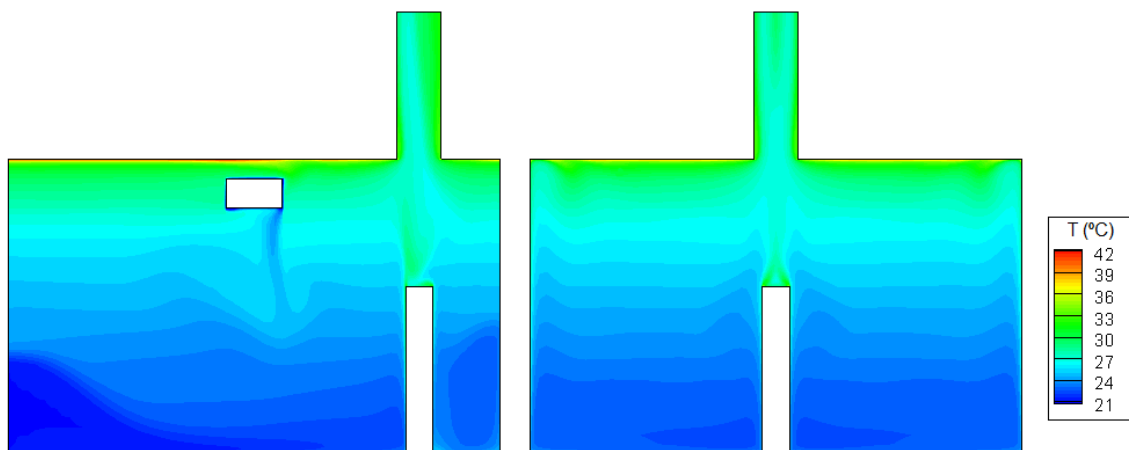


Figura 5.26: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para o caso 4.b.

Os contornos de velocidade mostram resultados semelhantes aos resultados obtidos nos casos 2, com fluxos ascendentes causados pelas paredes aquecidas. Assim como no caso 3, a presença da viga fria passiva gera um fluxo descendente próximo às paredes posterior, para o caso 4.a, e frontal, para o caso 4.b, da viga. Nota-se a formação de uma pluma térmica ascendente ao redor da fonte de calor e recirculações geradas pelo fluxo descendente gerado pela viga fria e próximo às paredes e exaustor, na região próxima à pluma. Essas recirculações são melhores observadas nas figuras 5.27 e 5.28.

No que tange aos contornos de temperatura, verifica-se que a presença da viga fria passiva suaviza o gradiente vertical de temperatura, se comparados com os obtidos no caso 2, onde as condições de contorno, com exceção da presença da viga fria passiva, são idênticas. É possível observar, também, que, assim como no caso 3, há uma perturbação da estratificação causada pelo fluxo gerado pela viga.

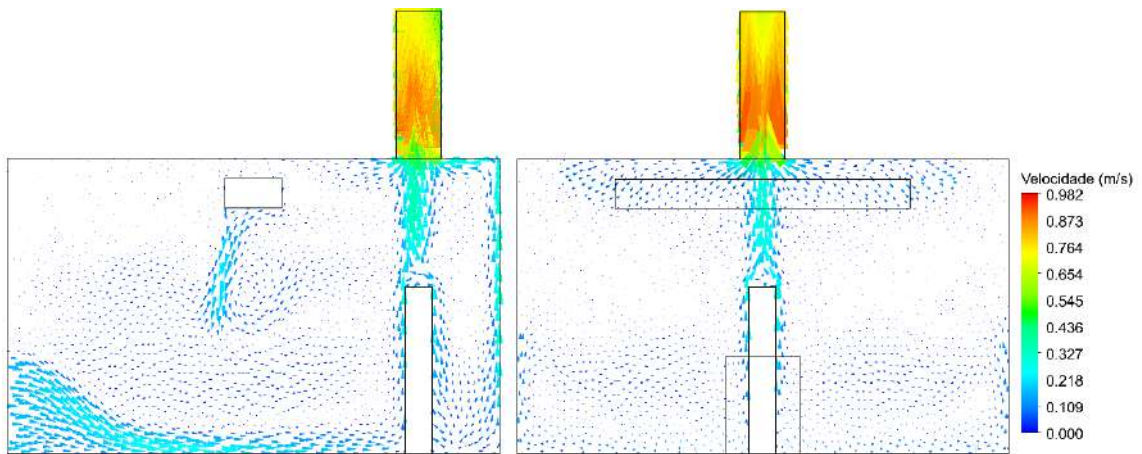


Figura 5.27: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para os casos 4.a

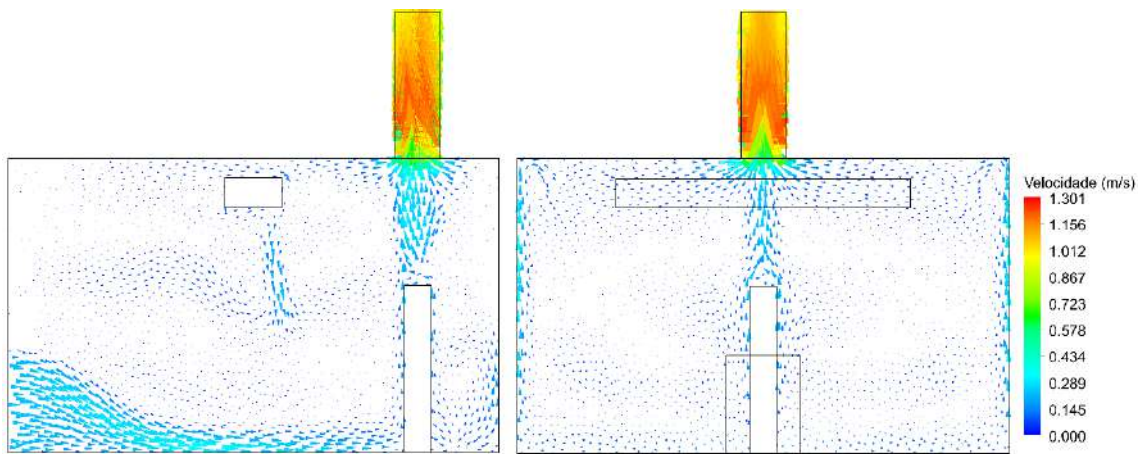


Figura 5.28: Contornos de temperatura nos planos $x = 2,5 \text{ m}$ e $z = 4,175 \text{ m}$ para os casos 4.b

5.3. Avaliação de conforto térmico

Toda a avaliação de conforto térmico foi realizada na zona habitável do recinto. Essa região, para os efeitos do trabalho, foi definida como todo espaço do recinto compreendido entre 0,1 m e 1,8 m de altura e afastado 0,3 m das paredes, como sugere o *Standard 55*, da ASHRAE (2013). Essa zona foi, também, delimitada a partir da distância da zona adjacente (l_n), que, é definida por SKISTAD *et al.* (2002) como a distância desde o difusor até um ponto onde a velocidade máxima diminui até um valor máximo, normalmente considerado 0,2 m/s. Essa medida visa evitar as regiões de alto risco de tiragem do ar (*draft*) próximas ao difusor na definição da zona habitável do recinto e esse valor de comprimento da zona adjacente normalmente é disponibilizado pelo fabricante do difusor.

Além da temperatura média na zona habitável do recinto, foram escolhidos alguns outros parâmetros de avaliação de conforto térmico. Um dos indicadores estudados é o ADPI (*Air Diffusion Performance Index*), que é um índice que quantifica o conforto térmico em um ambiente climatizado. O ADPI é calculado discretamente e trata-se da porcentagem de pontos em que a Temperatura Efetiva de *Draft* (EDT) está entre os limites de $-1,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $1,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. A Temperatura Efetiva de *Draft*, por sua vez, leva em conta a temperatura e a velocidade do ar nos pontos calculados e é dado pela seguinte fórmula, proposta por RYDBERG e NORBACK (1949):

$$EDT = (T - T_r) - M(U - V_r) \quad (5.1)$$

onde T é a temperatura local, T_r é a temperatura média de bulbo seco do ar, U é o módulo da velocidade do ar local e V_r e M são constantes que equivalem, respectivamente, a 0,15 m/s e $7\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{s}/\text{m}$.

Outro indicador padrão de conforto térmico é o PMV-PPD (*Predicted Mean Vote-Predicted Percentage Dissatisfied*), discutido no capítulo 2 deste trabalho. O PMV e o PPD, propostos por FANGER (1972) podem ser calculados a partir das formulações presentes no ANEXO B. Para os cálculos, assumiu-se a temperatura média radiante como a temperatura média do ar na região habitável do recinto, a umidade relativa do ar como

50% e valores de taxa metabólica e o isolamento térmico da vestimenta como sendo, respectivamente, 1,2 *met* e 0,57 *clo*, que equivalem a uma pessoa em pé, utilizando calças compridas e camiseta de manga curta.

Através do PMV, a ASHRAE (2013) define uma escala de 7 pontos, também chamada de escala sétima, que é utilizada para a determinação da sensação do ambiente estudado, que pode ser vista na tabela a seguir:

Tabela 5.6: Escala sétima da ASHRAE (PMV).

-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
Muito frio	Frio	Levemente frio	Neutro	Levemente quente	Quente	Muito quente

Os outros parâmetros avaliados visam avaliar o desconforto localizado e são baseados na ISO 7730 (2005). Esses parâmetros compreendem os maiores problemas relacionados a ventilação por deslocamento: o gradiente vertical de temperatura e a tiragem do ar, em especial no nível do chão.

O gradiente vertical de temperatura é analisado de forma quantitativa através da diferença de temperatura entre os níveis do tornozelo e cabeça, tanto para um ocupante em pé, quanto para um ocupante sentado. Também foi utilizado o indicador de porcentagem de pessoas insatisfeitas devido ao gradiente vertical de temperatura, que é função da diferença de temperatura entre tornozelo e cabeça.

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856\Delta T_{hf})} \quad (5.2)$$

onde ΔT_{hf} é a diferença de temperatura entre cabeça e tornozelo e $\Delta T_{hf} < 8^\circ C$.

A tiragem do ar, por sua vez, é expressa através do *Draft Rate*, que quantifica a quantidade de pessoas insatisfeitas com o draft, na forma de uma porcentagem, através de uma formulação numérica, que é dada a seguir:

$$DR = [(34 - T)(v_m - 0,05)^{0,62}][0,37v_m(Tu) + 3,14] \quad (5.3)$$

onde T é a temperatura local, Tu é a intensidade turbulenta, dada em %, e v_m é a velocidade média do ar local, sendo $v_m = \max\{v_m, 0,05\}$.

Na equação 5.3, a velocidade média do ar local é uma propriedade calculada experimentalmente. Uma vez que simulações CFD nos fornecem os vetores de velocidade, faz-se necessário uma correção da velocidade para o cálculo do *draft*, tendo em vista resultados mais consistentes. Para esta correção, foi utilizado uma correlação proposta por KOSKELA *et al.* (2001), que relaciona o módulo da velocidade, U , com a intensidade turbulenta, da seguinte maneira:

$$v_m = \begin{cases} U(1 + Tu^2), & Tu \leq 0,45 \\ U \left(\frac{1,596Tu^2 + 0,266Tu + 0,308}{0,173 + Tu} \right), & Tu > 0,45 \end{cases} \quad (5.4)$$

A ASHRAE (2013), no *Standard 55*, define alguns limites que são consideráveis aceitáveis para os parâmetros de conforto térmico estudados. Esses limites são mostrados na seguinte tabela:

Tabela 5.7: Limites dos parâmetros de conforto térmico recomendados pela ASHRAE (2013).

<i>PMV</i>	<i>PPD</i>	ΔT_{hf1}	ΔT_{hf2}	<i>PD</i>	<i>DR</i>
[-0,5 , 0,5]	< 10%	3 °C	2 °C	< 5%	< 20%

Os resultados foram obtidos avaliando a zona habitável do recinto de forma volumétrica, com exceção do *Draft Rate*, que foi calculado no plano correspondente à altura de 0,1 m do solo, dentro zona habitável do recinto. Os resultados estão disponíveis na tabela a seguir:

Tabela 5.8: Resultados dos parâmetros de conforto térmico avaliados na zona habitada do recinto.

	$T_{média}$	l_n	$ADPI$	PMV	PPD	ΔT_{hf1}	ΔT_{hf2}	PD	DR
1.a	22,87°C	1,67m	63%	-0,38	8%	2,03°C	0,89°C	1,82%	12,87%
1.b	23,44°C	2,35m	59%	-0,21	6%	3,00°C	1,31°C	4,21%	15,83%
2.a	23,18°C	1,67m	60%	-0,28	7%	2,52°C	1,16°C	2,76%	12,03%
2.b	23,72°C	2,35m	58%	-0,13	5%	3,34°C	1,54°C	5,58%	15,00%
3.a	23,90°C	0,89m	58%	-0,07	5%	2,31°C	1,29°C	2,30%	7,76%
3.b	24,06°C	1,67m	54%	-0,03	5%	3,14°C	1,71°C	4,68%	12,22%
4.a	22,94°C	1,67m	62%	-0,36	8%	1,88°C	1,00°C	1,60%	11,00%
4.b	23,54°C	2,35m	59%	-0,20	6%	2,91°C	1,50°C	3,86%	14,30%

A partir da tabela acima, é possível verificar que as temperaturas médias da zona habitável do recinto estão bem próximas da temperatura de projeto, que é 24°C. A partir desse resultado, comprova-se que o dimensionamento do difusor foi feito de forma correta e que o método proposto pela ASHRAE (1999) e por CHEN e GLICKSMAN (2003) é válido para os casos estudados.

Os resultados do ADPI estão, para todos os casos estudados, próximos da faixa de 60%. Normalmente, a maioria dos sistemas de distribuição de ar são projetados para um ADPI maior que 80% (ASHRAE, 2009). Fato este, que, apenas considerando este método, levaria a conclusão de que as performances dos sistemas de distribuição de ar nos cenários apresentados estão abaixo do satisfatório. Entretanto, o ADPI foi projetado tendo em vista sistemas tradicionais de ventilação por mistura e apenas leva em consideração a velocidade e a temperatura nos pontos avaliados, o que não o torna o método mais confiável para a avaliação final do conforto térmico em um recinto. Em suma, é um método que dá uma visão geral sobre a eficiência de um sistema de distribuição de ar, porém não deve ser o principal indicador a ser avaliado.

À vista disso, foi calculado o voto médio predito (PMV). O PMV foi calculado com as propriedades médias para todo o volume que compreende a zona habitável do recinto e, a partir da tabela 5.8, nota-se que, para todos os casos, o mesmo está dentro dos limites recomendados pela ASHRAE, indicando um ambiente neutro, para os valores assumidos. O PPD, por sua vez, também está dentro do limite de 10% em todos os cenários estudados.

Para efeitos de estratificação do ambiente, verifica-se que, para todos os casos, a diferença de temperatura e cabeça para um ocupante sentado não ultrapassa o limite recomendado. Todavia, nos casos 2.b e 3.b a diferença de temperatura para um ocupante em pé é levemente maior do que o limite recomendado, porém, apenas o caso 2.b indica um percentual de pessoas insatisfeitas com a diferença de temperatura maior que o limite de 5%.

Para uma melhor visualização da estratificação do ambiente, foi calculado a temperatura média em diferentes alturas na zona habitável do recinto, que pode ser vista no seguinte gráfico:

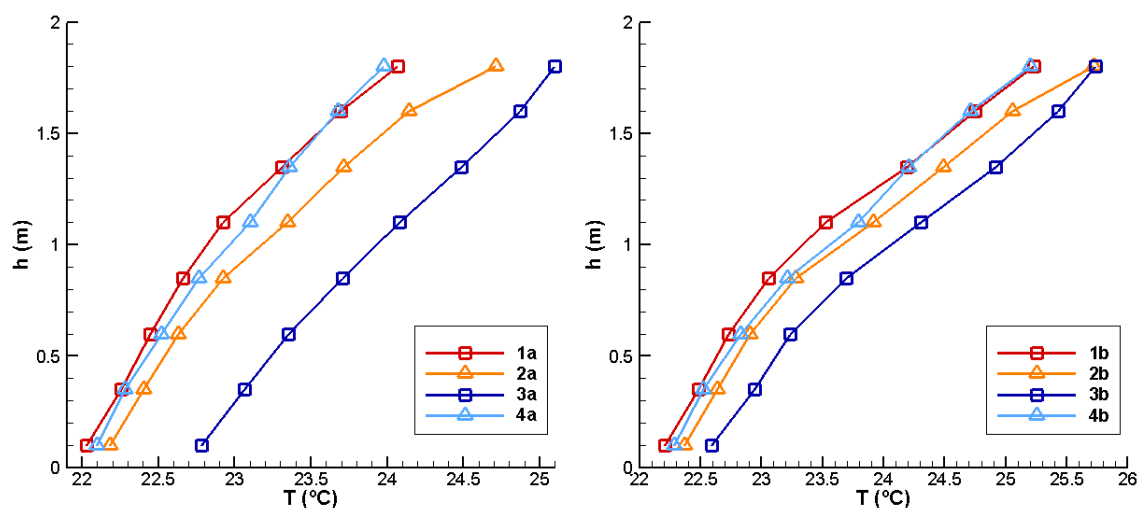


Figura 5.29: Gráfico $T_{média} \times h$ para os casos (a) e (b).

Nota-se que a estratificação ocorreu de forma prevista, assim como foi mostrado no capítulo anterior. Ao se comparar os casos 1 e 3, onde a vazão foi reduzida no caso 3, verifica-se que há um aumento de temperatura, porém a viga fria passiva é capaz de lidar com parte da carga térmica, mantendo o recinto em condições de conforto térmico. Para

os casos 2 e 4, onde há a mesma carga térmica e vazão, observa-se que a presença da viga foi capaz de diminuir de forma considerável a temperatura na parte superior da zona habitável do recinto, eliminando o problema de desconforto relativo à diferença temperatura presente nos casos (b).

O PMV e, por consequência, o PPD, também, foram calculados de forma local a fim de se realizar uma análise quantitativa quanto ao conforto térmico diante da estratificação da temperatura do ambiente. As figuras a seguir mostram o PMV e o PPD em relação à altura da zona habitável do recinto:

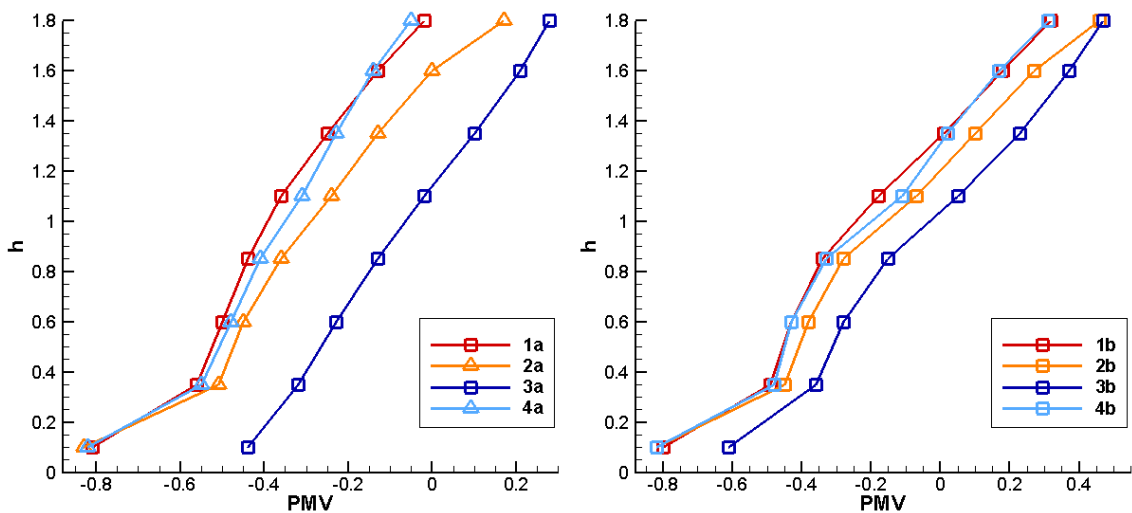


Figura 5.30: Gráfico $PMV \times h$ para os casos (a) e (b).

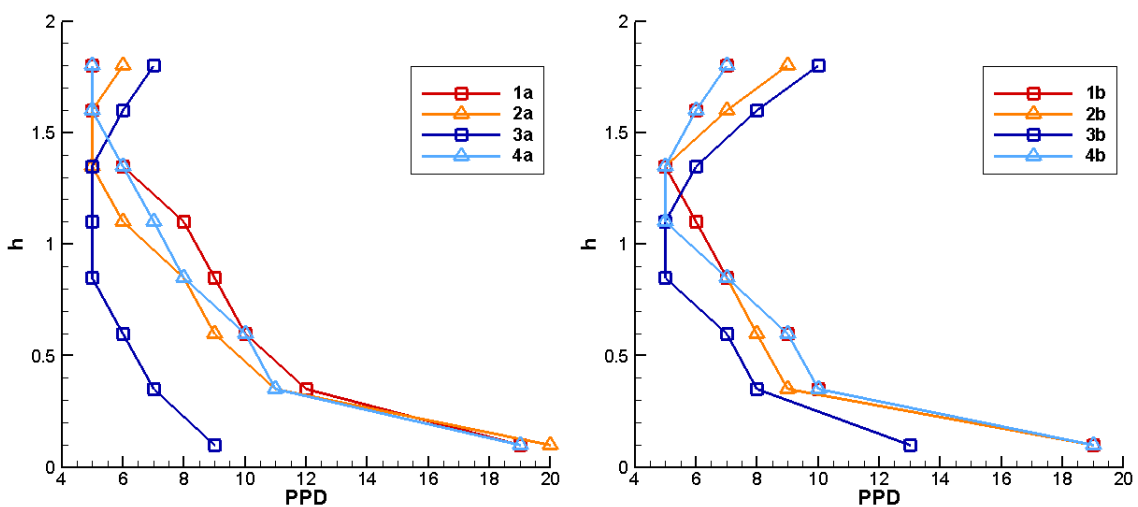


Figura 5.31: Gráfico $PPD \times h$ para os casos (a) e (b).

A figura 5.30 mostra que o PMV segue a tendência da estratificação do ambiente e compreende um ambiente neutro, exceto na altura do tornozelo, onde ocorre o *draft*, que na maioria dos casos, se aproxima, na escala da ASHRAE, de um ambiente levemente frio. A figura 5.31, no que lhe diz respeito, mostra valores mais altos de PPD na região do tornozelo, onde ocorre a tiragem do ar, e na região da cabeça, onde a temperatura do ar é mais alta, devido ao gradiente de temperatura.

Os valores de *Draft Rate* foram calculados apenas na altura do tornozelo, uma vez que é onde ocorre o maior risco de desconforto por tiragem do ar na ventilação por deslocamento. Para todos os casos, de acordo com a tabela 5.8, estes valores estão dentro do limite de 20% e são proporcionais a velocidade do ar de insuflação. As seguintes figuras mostram a distribuição de pessoas insatisfeitas por conta da tiragem do ar a 0,1 m do chão com a demarcação da zona habitável do recinto.

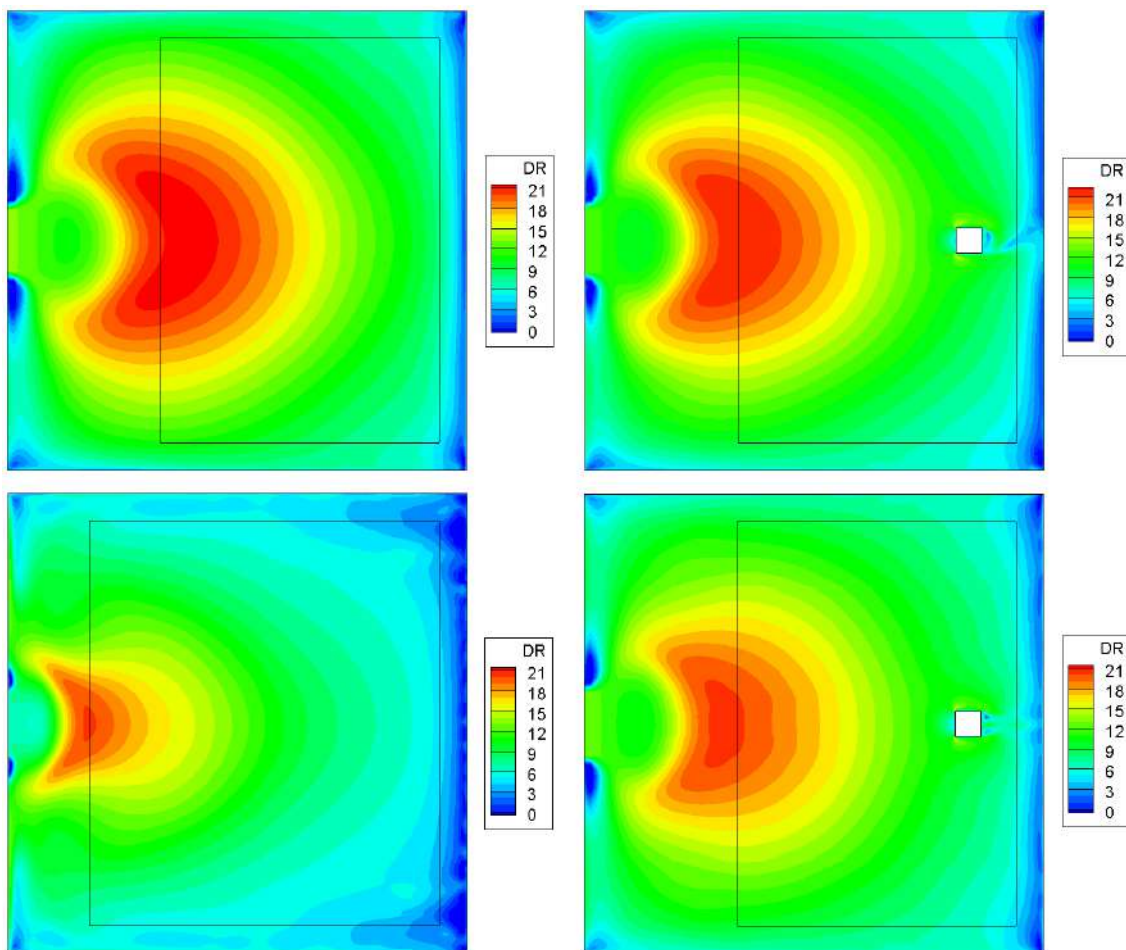


Figura 5.32: *Draft Rate* para os casos 1.a e 2.a (acima) e 3.a e 4.a (abaixo) no plano $y = 0,1 m$.

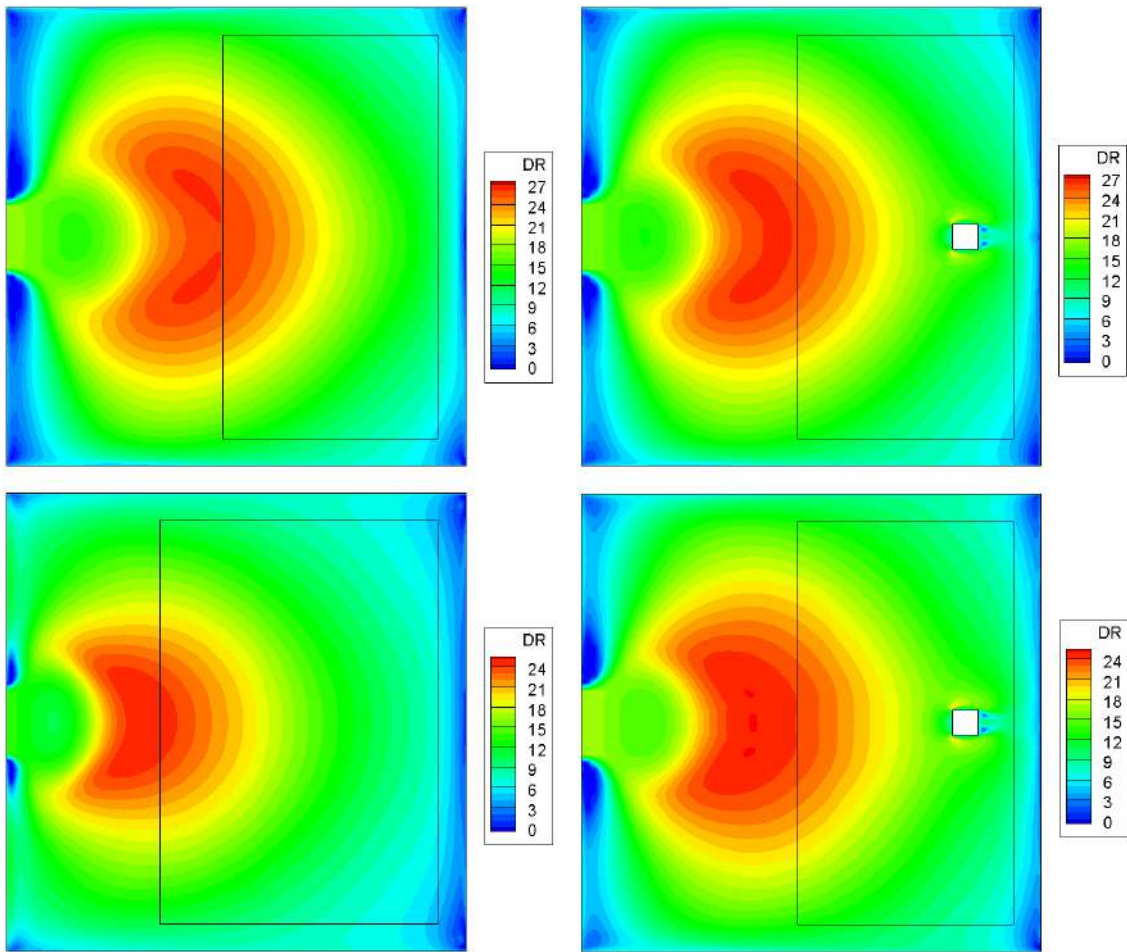


Figura 5.33: *Draft Rate* para os casos 1.b, 2.b (acima), 3.b e 4.b. (abaixo) no plano $y = 0,1 m$.

A partir das distribuições de porcentagem de pessoas insatisfeitas devido ao *draft*, é possível observar que, a $0,1 m$ do solo, para todos os casos, há regiões no começo da zona habitável do recinto na qual o valor limite recomendado de 20% é ultrapassado. Nos casos (a), o maior valor registrado é de 22%, enquanto que nos casos (b), o maior valor registrado é de 27%. Nota-se, também, que, assim como o *Draft Rate* médio, a presença da viga fria diminui levemente a taxa de *draft* no nível do tornozelo, assim como o valor máximo de pessoas insatisfeitas devido à tiragem do ar.

6. Conclusões

O presente trabalho propôs-se a realizar simulações numéricas em um modelo de recinto climatizado a partir da técnica de ventilação por deslocamento e, a partir desses resultados, realizar uma análise de conforto térmico em alguns cenários diferentes. Foi proposto, também, a avaliar como o uso de uma viga fria passiva como um método complementar à ventilação por deslocamento influencia no escoamento e no conforto térmico dentro da zona habitável do recinto.

Para atingir este objetivo, primeiramente foi necessário realizar uma validação da ferramenta computacional utilizada, o software comercial ANSYS Fluent. Para a validação, foram selecionados três *benchmarks* consolidados na literatura e que possuem semelhanças físicas com os casos estudados.

Concomitante à validação do código, foram realizados testes com quatro variações de modelos de turbulência de média de Reynolds, já consolidados, com o objetivo de selecionar o que melhor se adequa às necessidades do trabalho. Foi selecionado o modelo $SST\ k - \omega$, proposto por MENTER (1994), uma vez que o mesmo se mostrou capaz de produzir resultados satisfatórios, quando comparados aos resultados experimentais desses *benchmarks*.

Uma vez selecionado o modelo, realizou-se simulações computacionais em oito casos de interesse, quatro deles utilizando apenas a ventilação por deslocamento e outros quatro utilizando uma viga fria em conjunto. Os resultados dos campos de velocidade e temperatura fornecidos pela ferramenta computacional mostraram resultados dentro do esperado, com recirculações aparecendo próximo às paredes e a formação de um gradiente de temperatura vertical devido a estratificação do ambiente.

Observou-se, também, que os casos com maior carga térmica possuem um gradiente de temperatura mais acentuado. A utilização da viga fria passiva foi capaz de diminuir esse gradiente, porém notou-se uma perturbação na estratificação na região logo abaixo da viga fria passiva.

Com os resultados dos campos de temperatura, velocidade e de energia cinética turbulenta advindos das simulações numéricas, realizou-se, enfim, uma análise de conforto térmico na zona habitável do recinto, o objetivo principal do trabalho. Essa

análise foi feita tendo como base parâmetros recomendados pelo *Standard 55*, da ASHRAE (2013), e pela ISO 7730 (2005).

A partir dessa análise, é possível considerar que o método de dimensionamento do difusor para a definição da vazão e temperatura de insuflação, proposto por CHEN e GLICKSMAN (2003) e pelo RP-949 da ASHRAE (1999), se mostrou válido para as situações estudadas. Dito isto, conclui-se, também, que as correlações de coeficiente de transferência de calor convectivo propostos por NOVOSELAC *et al.* (2006) são uma alternativa razoável para a estimativa da carga térmica fornecida pelas paredes internas, quando se tem uma temperatura constante prescrita.

Todos os parâmetros de conforto térmico dos casos estudados se encontraram dentro do limite estabelecido pela ASHRAE, com exceção dos casos 2.b e 3.b, que mostraram uma diferença de temperatura do ar entre pé e tornozelo levemente maior que o limite, estando o último, também, levemente acima do limite para porcentagem de pessoas insatisfeitas com o gradiente vertical de temperatura.

A viga fria, por sua vez, se mostrou eficaz para remover parte da carga térmica nos casos em que a vazão de insuflação foi diminuída. Observou-se, também, que a viga fria passiva diminui de forma considerável a temperatura média na parte superior da zona habitável do recinto, conseqüentemente, demonstrando uma capacidade de reduzir o desconforto produzido pela diferença de temperatura entre cabeça e tornozelo, observado de forma mais nítida no caso 4.b. Os resultados também mostraram uma pequena diminuição na porcentagem de pessoas insatisfeitas com o *Draft*, assim como uma diminuição dos índices de *Draft Rate*, na altura do tornozelo, dentro da zona habitável do recinto.

A aplicação da técnica de CFD para simulações de climatização de ambientes internos se mostrou adequada, uma vez que os resultados produzidos pela mesma são coerentes. Esses resultados podem, no que lhes diz respeito, servir de base para uma análise de conforto térmico mais elaborada, visando um projeto melhor elaborado. Ressalta-se, também, que os resultados obtidos por este trabalho devem ser considerados apenas como preliminares, uma vez que não houve uma validação experimental dos mesmos.

Os resultados mencionados abrem margem para algumas possibilidades de trabalhos futuros, sendo, naturalmente, o próximo passo a validação experimental dos

resultados. Outras possibilidades são o uso e estudo de condições de contorno de convecção no lugar das condições de temperatura prescrita e a modelagem do ar como um gás real, ao invés do ar seco. Pode-se considerar, também, a concentração de vapor d'água no ar, além do estudo de outros arranjos, com uma quantidade maior de fonte de calor e diferentes condições de contorno.

Uma vez que a ventilação por deslocamento é um método que possui um melhor índice de qualidade do ar, é interessante, também, um estudo relacionado a contaminantes e indicadores de qualidade do ar. Pode-se realizar, também, uma análise termoeconômica da utilização da ventilação por deslocamento em conjunto com a viga fria. Por fim, há a possibilidade de realizar uma modelagem da viga fria de uma maneira mais completa, uma vez que neste trabalho foi utilizado uma modelagem bem simplificada.

7. Referências bibliográficas

ALAMDARI, F. *et al.*, 1998, Chilled ceilings and displacement ventilation. *Renewable Energy*, 15(1-4), 300-305.

AMPOFO, F., KARAYIANNIS, T.G., 2003, Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(19), 3551-3572.

ASHRAE, 1999, Performance Evaluation and Development of Design Guidelines for Displacement Ventilation, Research Project RP-949, Atlanta, Ashrae Inc.

ASHRAE, 2008, HANDBOOK, ASHRAE *HVAC Systems and Equipment*. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA.

ASHRAE, 2009, HANDBOOK, ASHRAE *Fundamentals*. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA.

ASHRAE., 2004, *ASHRAE Standard 62-2004: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. ASHRAE.

ASHRAE., 2013, Standard 55-2013. *Thermal environmental conditions for human occupancy*. ASHRAE.

AWBI, H. B., 2003, *Ventilation of Buildings*. London: Spoon Press.

BLAY, D.; MERGUI, S.; NICULAE, C., 1992, "Confined turbulent mixed convection in the presence of a horizontal buoyant wall jet", *Fundamentals of Mixed Convection*, ASME HTD, v. 213, pp. 65-72.

BRAGER, G. S.; DE DEAR, R.J., 1998, Thermal adaptation in the built environment: a literature review. *Energy and buildings*, v. 27, n. 1, p. 83-96.

CELIK, I.B. *et al.*, 2008, "Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications", *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol.130 (7).

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5 ed. New York: McGraw-Hill.

CHEN, Q.; GLICKSMAN, L., 2003, System performance evaluation and design guidelines for displacement ventilation: prepared under ASHRAE research project 949. *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers*, Incorporated.

CHEN, Q.; GLICKSMAN, L.; SREBRIC, J., 1999, *Simplified methodology to factor room air movement and the impact on thermal comfort into design of radiative, convective and hybrid heating and cooling systems*. ASHRAE.

CHIKAMOTO, T. S., 1992, Numerical simulation of velocity and temperature fields within atrium based on modified k- ϵ model incorporating damping effect due to thermal stratification. In: *Proceedings of the International Symposium of Room Air Convection and Vent*, Japan.

FANGER, P.O. *et al.*, 1970, Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering. *Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering*.

GHADDAR, N. *et al.*, 2008, Design charts for combined chilled ceiling displacement ventilation system. *ASHRAE Transactions*, 114(2), 574-587.

GILANI, S.; MONTAZERI, H.; BLOCKEN, B., 2016, CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis. *Building and Environment*, v. 95, p. 299-313.

HODDER, S. G. *et al.*, 1998, Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects. *Energy and Buildings*, 27(2), 167-173.

HU, S.; CHEN, Q.; GLICKSMAN, L., 1999, Comparison of energy consumption between displacement and mixing ventilation systems for different US buildings and climates. *ASHRAE Transactions*, v. 105, p. 453.

ISO - INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 7730: Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Geneva, 2005.

ITO, K. *et al.*, 2015, CFD benchmark tests for indoor environmental problems: Part 1 isothermal/non-isothermal flow in 2D and 3D room model. *International Journal of Architectural Engineering Technology*, 2(1), 1-22.

JACOBSEN, T.V.; NIELSEN, P.V., 1993, *Numerical modelling of thermal environment in a displacement-ventilated room*.

JONES, W.P.; LAUNDER, B., 1973, The calculation of low-Reynolds-number phenomena with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16(6), 1119-1130.

KIM, J., 2016, "Evaluating the performance of passive chilled beams with respect to energy efficiency and thermal comfort". Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Purdue University, IN, EUA.

KOSKELA, H. *et al.*, 2010, Air distribution in office environment with asymmetric workstation layout using chilled beams. *Building and Environment*, v. 45, n. 9, p. 1923-1931.

KOSKELA, H. *et al.*, 2001, Turbulence correction for thermal comfort calculation. *Building and Environment*, 36(2), 247-255.

KOSONEN, R. *et al.*, 2010, Impact of heat load location and strength on air flow pattern with a passive chilled beam system. *Energy and Buildings*, v. 42, n. 1, p. 34-42.

LAUNDER, B.E.; SHARMA, B.I., 1974, Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. *Letters in heat and mass transfer*, 1(2), 131-137.

LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B., 1983, The numerical computation of turbulent flows. In *Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion* (pp. 96-116). Pergamon.

LI, Y.; SANDBERG, M.; FUCHS, L., 1992, Vertical Temperature Profiles in Rooms Ventilated by Displacement: Full-Scale Measurement and Nodal Modelling. *Indoor Air*, v. 2, n. 4, p. 225-243.

- LIU, P.; LIN, H.; CHOU, J., 2009, Evaluation of buoyancy-driven ventilation in atrium buildings using computational fluid dynamics and reduced-scale air model. *Building and Environment*, v. 44, n. 9, p. 1970-1979.
- MELIKOV, A. *et al.*, 2005, Field study on occupant comfort and the office thermal environment in rooms with displacement ventilation. *Indoor air*, v. 15, n. 3, p. 205-214.
- MELIKOV, A.K.; NIELSEN, J. B., 1989, Local thermal discomfort due to draft and vertical temperature difference in rooms with displacement ventilation. *ASHRAE Transactions*, v. 95, n. CONF-890609.
- MENTER, F., 1993, Zonal two equation k-w turbulence models for aerodynamic flows. In *23rd fluid dynamics, plasmadynamics, and lasers conference* (p. 2906).
- MENTER, F.R., 1992, Influence of freestream values on k-omega turbulence model predictions. *AIAA journal*, 30(6), 1657-1659.
- MENTER, F.R., 1994, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, 32(8), 1598-1605.
- NELSON, I.C. *et al.*, 2016, The effect of thermal load configuration on the performance of passive chilled beams. *Building and Environment*, v. 96, p. 188-197.
- NIELSEN, P.V., 1990, Specification of a Two-Dimensional Test Case:(IEA), *Institut for Bygningsteknik, Aalborg Universitet*.
- NOVOSELAC, A. *et al.*, Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems. *Energy and buildings*, v. 38, n. 3, p. 163-173, 2006.eod
- PARK, H.; HOLLAND, D., 2001, The effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD study. *Building and environment*, v. 36, n. 7, p. 883-889.
- PÉREZ-LOMBARD, L.; ORTIZ, J.; POUT, C., 2008, A review on buildings energy consumption information. *Energy and buildings*, v. 40, n. 3, p. 394-398.
- PRICE, 2016, Price Engineer's HVAC Handbook: A Comprehensive Guide to HVAC Fundamentals: Edition 1., *Price Industries*, Winnipeg, MB, Canada.

- REES, S. J.; HAVES, P., 2001, A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces. *Building and Environment*, 36(6), 753-762.
- REES, S. J.; HAVES, P., 2013, An experimental study of air flow and temperature distribution in a room with displacement ventilation and a chilled ceiling. *Building and Environment*, 59, 358-368.
- ROACHE, P.J., 1994, "Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies", *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol.116 (3), pp. 405-413, 1994
- RUMSEY, P.; WEALE, J., 2007, Chilled beams in labs: eliminating reheat & saving energy on a budget. *Ashrae Journal*, v. 49, n. 1, p. 18.
- RUPP, R.F.; VÁSQUEZ, N.G.; LAMBERTS, R., 2015, A review of human thermal comfort in the built environment. *Energy and Buildings*, v. 105, p. 178-205.
- RYDBERG J.; NORBACK, P., 1949, ASHVE Research Report No. 1362, Air Distortion and Draft. *ASHVE Trans*, 65.
- SABER, E.; THAM, K.; LEIBUNDGUT, H., 2016, A review of high temperature cooling systems in tropical buildings. *Building and Environment*, v. 96, p. 237-249.
- SANDBERG, M.; BLOMQUIST, C., 1989, Displacement Ventilation Systems in Office Rooms. *ASHRAE Transactions*, 95(2).
- SANDBERG, M.; SJOBERG, M., 1984, A comparative study of the performance of general ventilation systems in evacuating contaminants. *Indoor Air*, v. 5.
- SHAN, W.; RIM, D., 2018. Thermal and ventilation performance of combined passive chilled beam and displacement ventilation systems. *Energy and Buildings*, 158, 466-475.
- SHI, Z.; ANAND, V.; & CHEN, Q., 2018. Experimental Study on the Impact of Passive Chilled Beam in a Room with Displacement Ventilation. 7th International Building Physics Conference, IBPC2018. Syracuse, NY. EUA.

SHI, Z.; CHEN, Q., 2018. Thermal Comfort Analysis of Displacement Ventilation System Coupled with Passive Chilled Beams. International High Performance Buildings Conference. Purdue University.

SKISTAD, H., 1989, *Fortrengningsventilasjon i komfortanlegg med lavimpuls lufttilførsel i oppholdssonene*. Norsk VVS teknisk forening.

SKISTAD, H. *et al.*, 2002. *Displacement ventilation in non-industrial premises. REHVA Guidebook no. 1*

SPITLER, J. D., 2010, *Load calculation applications manual*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

SVENSSON, A.G.L., 1989, Nordic experience of displacement ventilation system. *ASHRAE Transactions.*, v. 95, n. 2, p. 1013-1017.

TEODOSIU, C. *et al.*, 2003, Numerical prediction of indoor air humidity and its effect on indoor environment. *Building and Environment*, v. 38, n. 5, p. 655-664.

VERSTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W., 1995, An introduction to computational fluid dynamics. *Finite Volume Method, Essex, Longman Scientific & Technical*.

WANG, M.; CHEN, Q., 2009, Assessment of various turbulence models for transitional flows in an enclosed environment (RP-1271). *Hvac&r Research*, v. 15, n. 6, p. 1099-1119.

WILCOX, D.C., 1988, Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA journal*, 26(11), 1299-1310.

WOOLLETT, J. *et al.*, 2014, *Active and Passive Beam Application Design Guide*. Brussels: REHVA-Federation of European Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations.

WU, B. *et al.*, 2018, Heat source effects on thermal comfort for active chilled beam systems. *Building and Environment*, 141, 91-102.

WYON, D.P.; SANDBERG, M., 1990, Thermal Manikin Prediction of Discomfort due to Displacement Ventilation. *ASHRAE Transactions*, 96(1).

YAKHOT, V.; ORSZAG, S.A., 1986, Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of scientific computing*, 1(1), 3-51.

YUAN, X. *et al.*, 1999, Measurements and computations of room airflow with displacement ventilation. *Ashrae Transactions*, v. 105, p. 340.

YUAN, X.; CHEN, Q.; GLICKSMAN, L., 1998, A critical review of displacement ventilation. *ASHRAE Transactions*, v. 104, p. 78.

YUAN, X.; CHEN, Q.; GLICKSMAN, L., 1999, Performance evaluation and design guidelines for displacement ventilation. *ASHRAE Transactions*, v. 105, p. 298.

ZHAI, Z.J. *et al.*, 2007, Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 1—Summary of prevalent turbulence models. *Hvac&R Research*, v. 13, n. 6, p. 853-870.

ZHANG, Z. *et al.*, 2007, Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 2—Comparison with experimental data from literature. *Hvac&R Research*, v. 13, n. 6, p. 871-886.

ANEXO A

O presente anexo apresenta as correlações de coeficientes de transferência de calor convectivo utilizados no trabalho. Essas correlações foram baseadas no trabalho de NOVOSELAC *et al.* (2006), que desenvolve novas correlações de coeficientes de transferência de calor convectivos para ambientes que utilizam ventilação por deslocamento e faz, também, uma validação das já existentes na literatura e, a partir desse estudo, estabelece recomendações sobre as correlações que forneceram melhores resultados. As correlações a seguir são as recomendadas para chão, teto e paredes, respectivamente:

$$\begin{cases} h_{ch\tilde{a}o} = \left[\left(\frac{2,175\Delta T^{0,308}}{D_h^{0,076}} \right)^6 + \left(\frac{|T_{sup} - T_s|}{\Delta T} 0,48ACH^{0,8} \right)^6 \right]^{\frac{1}{6}}, & T_{sup} > T_{ar} \\ h_{ch\tilde{a}o} = \left[\left(\frac{2,175\Delta T^{0,308}}{D_h^{0,076}} \right)^6 + \left(\frac{|T_{sup} - T_s|}{\Delta T} 0,48ACH^{0,8} \right)^6 \right]^{\frac{1}{6}}, & T_{sup} < T_{ar} \end{cases} \quad (A.1)$$

$$\begin{cases} h_{teto} = \left(\frac{0,704\Delta T^{0,133}}{D_h^{0,601}} \right), & T_{sup} > T_{ar} \\ h_{teto} = \left(\frac{2,175\Delta T^{0,308}}{D_h^{0,076}} \right), & T_{sup} < T_{ar} \\ h_{teto} = 2,12\Delta T^{0,33}, & \text{com teto frio} \end{cases} \quad (A.2)$$

$$h_{parede} = \left(\frac{0,823\Delta T^{0,293}}{D_h^{0,121}} \right) \quad (A.3)$$

onde ΔT é a diferença de temperatura característica, D_h o diâmetro hidráulico, T_{sup} a temperatura na superfície, T_s a temperatura de insuflação, T_{ar} é a temperatura média ambiente e ACH o número de trocas de ar por hora.

ANEXO B

Este anexo tem por objetivo apresentar a formulação do cálculo dos índices PMV-PPD (*Predicted Mean Vote-Predicted Percentage Dissatisfied*), desenvolvido por FANGER (1972). O PMV é um índice que visa estimar a sensação térmica num determinado ambiente através de um modelo que expressa uma previsão média de votação expressa numa escala que compreende os limites de -3 a $+3$. O PPD, por sua vez, é uma variação do PMV, que estima uma média de pessoas insatisfeitas com a temperatura no mesmo ambiente. Esses índices podem ser encontrados pelas seguintes relações:

$$PPD = 100 - 95 \exp [-(0,03353PMV^4 + 0,2179PMV^2)] \quad (B.1)$$

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036M) + 0,028]L \quad (B.2)$$

$$L = (M - W) - H - E_c - C_{res} - E_{res} \quad (B.3)$$

onde M é o nível de atividade metabólica, W é o trabalho mecânico exterior, H , E_c , C_{res} e E_{res} representam, respectivamente, a perda de calor sensível, as trocas de calor por evaporação na pele, as trocas de calor por convecção na respiração e as trocas de calor evaporativas na respiração e são dados por:

$$H = 3,96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (B.4)$$

$$E_c = 3,05 [5,73 - 0,007(M - W) - p_a] - 0,42 [(M - W) - 58,15] \quad (B.5)$$

$$C_{res} = 0,0014M(34 - t_a) \quad (B.6)$$

$$E_{res} = 0,0173M(5,87 - p_a) \quad (B.7)$$

Nas equações acima, t_a equivale a temperatura média do ar, t_r a temperatura média radiante, p_a a pressão parcial de vapor de água, enquanto t_{cl} , f_{cl} e h_c são, respectivamente, a temperatura da superfície exterior da vestimenta, o fator da área de

superfície da vestimenta e o coeficiente de transferência de calor convectivo, que podem ser calculados com as seguintes relações:

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35,7 - 0,0275(M - W) - R_{cl}\{(M - W) \\
 & - 3,05[5,73 - 0,007(M - W) - p_a] \\
 & - 0,42[(M - W) - 58,15] - 0,0173M(5,87 - p_a) \\
 & - 0,0014M(34 - t_a)\}
 \end{aligned} \tag{B.8}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,0 + 0,2I_{cl} & I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1I_{cl} & I_{cl} > 0,5 \text{ clo} \end{cases} \tag{B.9}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} & 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{v_{ar}} \\ 12,1\sqrt{v_{ar}} & 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \tag{B.10}$$

onde R_{cl} é a resistência térmica da vestimenta, I_{cl} é o isolamento térmico da vestimenta e v_{ar} a velocidade relativa do ar, dada por $v_{ar} = v + 0,0052(M - 58)$.