

MARCELO PUSTELNIK

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DE AMBIENTES
COM INSUFLAMENTO DE AR FRIO PELO PISO**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

São Paulo

2005

014

MARCELO PUSTELNIK

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DE AMBIENTES
COM INSUFLAMENTO DE AR FRIO PELO PISO**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Arlindo Tribess

São Paulo
2005

Aos meus pais José e Lúcia e ao meu irmão Marcos.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Professor Arlindo Tribess por todo apoio e ajuda dado na construção e desenvolvimento deste trabalho.

À Embraer pelo suporte e por acreditar no desenvolvimento de seus funcionários.

Ao Luis Carlos de Castro Santos pela valiosa colaboração e prestatividade.

Aos meus colegas de trabalho pela torcida e pelo encorajamento dados.

E a todos aqueles que de alguma forma contribuíram para que a realização deste trabalho fosse possível.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE ABREVIATURAS

RESUMO

ABSTRACT

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO..... 1

1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
1.2 USO DE CFD (COMPUTATIONAL FLUIDS DYNAMIC).....	7
1.3 OBJETIVOS.....	9
1.4 ABORDAGEM DO PROBLEMA.....	9
1.5 ROTEIRO DE ASSUNTOS.....	10

CAPÍTULO 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... 12

2.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA.....	12
2.2 CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO.....	12
2.2.1 <i>Hipótese de Boussinesq</i>	13
2.2.2 <i>Tratamento junto à parede</i>	13
2.3 CONSERVAÇÃO DA ENERGIA.....	14
2.4 CARACTERÍSTICAS DO PROGRAMA FLUENT.....	14
2.4.1 <i>Modelo Spalart-Allmaras</i>	15
2.4.2 <i>Modelo k-ε padrão</i>	16
2.4.3 <i>Modelo k-ε (RNG)</i>	16
2.4.4 <i>Modelo k-ε (Realizável)</i>	16
2.4.5 <i>Modelo k-ω</i>	17
2.4.6 <i>Modelo k-ω (SST)</i>	17
2.4.7 <i>Modelo de tensão de Reynolds</i>	17
2.4.8 <i>Equacionamento utilizado pelo Fluent nos modelos k-ω e k-ε</i>	18

2.5 O MODELO SPALART-ALLMARAS.....	18
2.5.1 Modelagem da viscosidade turbulenta.....	18
2.5.2 Modelagem da produção de turbulência.....	18
2.5.3 Modelagem da destruição de turbulência.....	19
2.5.4 Constantes do modelo.....	19
2.5.5 Condições de contorno na parede.....	20
2.6 O MODELO K- ϵ	20
2.6.1 Modelagem da viscosidade turbulenta.....	21
2.6.2 Valores das constantes do modelo.....	21
2.6.3 O modelo k - ϵ RNG.....	21
2.6.4 Cálculo do inverso do número de Prandtl.....	22
2.6.5 Valores das constantes do modelo.....	22
2.7 O MODELO K- ϵ REALIZÁVEL.....	23
2.7.1 Modelagem da viscosidade turbulenta.....	24
2.7.2 Constantes do modelo.....	25
2.7.3 Modelagem da produção de turbulência G_k	25
2.8 OS MODELOS PADRÃO E SST K- ω	26
2.9 O MODELO PADRÃO K- ω	26
2.9.1 Equações de transporte do modelo padrão k - ω	26
2.9.2 Modelagem da difusividade efetiva.....	27
2.9.3 Correção para número de Reynolds baixo.....	27
2.9.4 Modelagem da produção de turbulência.....	27
2.9.5 Modelagem da dissipação de turbulência.....	28
2.9.6 Condições de contorno na parede.....	29
2.10 O MODELO SHEAR-STRESS TRANSPORT (SST) K- ω	30
2.10.1 Modelagem da difusividade efetiva.....	31
2.10.2 Modelagem da produção de turbulência.....	32
2.10.3 Modelagem da dissipação de turbulência.....	33
2.10.4 Modificação da difusão cruzada.....	33
2.11 MODELO DAS TENSÕES DE REYNOLDS.....	33
2.11.1 Modelagem do transporte difusivo turbulento.....	34
2.11.2 Modelagem do termo de deformação pressão.....	35

2.11.3 Modificações de baixo número de Reynolds para o modelo linear de deformação pressão.....	35
2.11.4 Modelo de deformação pressão quadrático.....	36
2.11.5 Efeitos da flutuação na turbulência	37
2.11.6 Modelagem da energia cinética turbulenta	37
2.11.7 Modelagem da taxa de dissipação	38
2.11.8 Modelagem da viscosidade turbulenta.....	39
2.11.9 Condições de contorno para as tensões de Reynolds.....	39

CAPÍTULO 3 SIMULAÇÃO DE CASO DA LITERATURA..... 40

3.1 GEOMETRIA DO PROBLEMA.....	40
3.2 MALHAS UTILIZADAS NA SIMULAÇÃO	41
3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO	41
3.4 MODELO DE TURBULÊNCIA.....	43
3.5 OUTRAS INFORMAÇÕES RELEVANTES.....	43
3.6 RESULTADOS E ANÁLISES	44

CAPÍTULO 4 SIMULAÇÃO DO LABORATÓRIO..... 52

4.1 O LABORATÓRIO COM INSUFLAMENTO DE AR FRIO PELO PISO.....	52
4.2 HIPÓTESES ADOTADAS	54
4.3 GEOMETRIA DO PROBLEMA.....	55
4.4 MALHAS UTILIZADAS NA SIMULAÇÃO	56
4.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO DE TESTE DE MALHA.....	56
4.6 CONVERGÊNCIA	56
4.7 RESULTADOS DE TESTE DE MALHA.....	57
4.8 CONDIÇÕES DE CONTORNO	59
4.9 CONDIÇÕES INICIAIS DE SIMULAÇÃO	61
4.10 CONVERGÊNCIA	61
4.11 RESULTADOS	61
4.12 ANÁLISE DOS PERFIS DE TEMPERATURA	73
4.13 ANÁLISE DOS PERFIS DE VELOCIDADE	74
4.14 OUTRAS ANÁLISES	74

4.14.1 Resultados de y^+	75
4.14.2 Pressão estática.....	79
4.14.3 Temperatura.....	80
4.14.4 Velocidade.....	87
CAPÍTULO 5 DESENVOLVIMENTO DAS SIMULAÇÕES	90
5.1 MALHA.....	90
5.2 INDEPENDÊNCIA DE MALHA	91
5.3 CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA	91
5.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO	92
5.5 RESULTADOS	97
CAPÍTULO 6 COMENTÁRIOS FINAIS	102
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	108

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 Representação de um elemento infinitesimal e a respectiva coordenada.....	12
Figura 3-1 Dimensões da sala e detalhe da grelha (Teodosiu, 2000).....	40
Figura 3-2 Paredes da sala com a malha superficial gerada.....	41
Figura 3-3 Detalhe das camadas de prisma no difusor e ao redor (corte no plano central).	42
Figura 3-4 Difusor e duto de entrada da malha hexaédrica.....	42
Figura 3-5 Representação esquemática (sem escala) das posições das linhas.....	44
Figura 3-6 Perfil de temperatura para $x = 1,00$ m.....	48
Figura 3-7 Perfil de temperatura para $x = 1,80$ m.....	48
Figura 3-8 Perfil de temperatura para $x = 2,67$ m.....	49
Figura 3-9 Perfil de velocidade para $x = 1,00$ m.....	49
Figura 3-10 Perfil de velocidade para $x = 1,80$ m.....	50
Figura 3-11 Perfil de velocidade para $x = 2,67$ m.....	50
Figura 4-1 Corte esquemático do laboratório (Leite, 2003).....	52
Figura 4-2 Disposição dos pontos de medição, simuladores e difusores (Leite, 2003).....	53
Figura 4-3 Principais elementos do laboratório.....	55
Figura 4-4 Gráfico de convergência da simulação (Velocidade média (m/s) x Iterações).	57
Figura 4-5 Teste de malhas mostrado para dois perfis de velocidades. O ponto 5 adequado (à esquerda) e o ponto 19 inadequado (à direita).....	58
Figura 4-6 Malha gerada para a simulação (sem as paredes externas).....	59
Figura 4-7 Perda de carga nas grelhas de retorno e difusores de 150 mm e 200 mm.....	60
Figura 4-8 Disposição dos pontos experimentais de medição e simulação no ambiente....	62
Figura 4-9 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 1 (esquerda acima), ponto 2 (direita acima), ponto 3(esquerda abaixo) e ponto 4 (direita abaixo).....	63
Figura 4-10 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 5 (esquerda acima), ponto 6 (direita acima), ponto 7 (esquerda abaixo) e ponto 8 (direita abaixo).....	64
Figura 4-11 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 9 (esquerda acima), ponto 10 (direita acima), ponto 11 (esquerda abaixo) e ponto 12 (direita abaixo).....	65
Figura 4-12 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 13 (esquerda acima), ponto 14 (direita acima), ponto 15 (esquerda abaixo) e ponto 16 (direita abaixo).....	66
Figura 4-13 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 17 (esquerda acima), ponto 18 (direita acima), ponto 19 (esquerda abaixo) e ponto 20 (direita abaixo).....	67

Figura 4-14 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 1 (esquerda acima), ponto 2 (direita acima), ponto 3 (esquerda abaixo) e ponto 4 (direita abaixo).....	68
Figura 4-15 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 5 (esquerda acima), ponto 6 (direita acima), ponto 7 (esquerda abaixo) e ponto 8 (direita abaixo).....	69
Figura 4-16 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 9 (esquerda acima), ponto 10 (direita acima), ponto 11 (esquerda abaixo) e ponto 12 (direita abaixo).....	70
Figura 4-17 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 13 (esquerda acima), ponto 14 (direita acima), ponto 15 (esquerda abaixo) e ponto 16 (direita abaixo).....	71
Figura 4-18 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 17 (esquerda acima), ponto 18 (direita acima), ponto 19 (esquerda abaixo) e ponto 20 (direita abaixo).....	72
Figura 4-19 Apresentação das posições dos planos verticais.	74
Figura 4-21 Representação de y^+ para o <i>plenum</i> de insuflamento do ar.....	75
Figura 4-22 Representação de y^+ para o piso (em comum com o <i>plenum</i>).....	76
Figura 4-23 Representação de y^+ para o piso (visto do ambiente).....	76
Figura 4-23 Representação de y^+ para o teto (visto da parte superior).....	77
Figura 4-24 Representação de y^+ para o teto (em comum com o ambiente).....	77
Figura 4-25 Representação de y^+ para o teto superior.....	78
Figura 4-27 Representação de y^+ para as paredes internas.....	78
Figura 4-27 Pressão estática (Pa) para o plano A.	80
Figura 4-28 Temperatura (K) para o plano A.	81
Figura 4-29 Temperatura (K) para o plano B.	81
Figura 4-30 Temperatura (K) para o plano C.	82
Figura 4-31 Temperatura (K) para o plano D.	83
Figura 4-32 Temperatura (K) para o plano E.	83
Figura 4-33 Temperatura (K) para o plano $z = -0,10$ m.	84
Figura 4-34 Temperatura (K) para o plano $z = 0,10$ m.	84
Figura 4-35 Temperatura (K) para o plano $z = 0,60$ m.	85
Figura 4-36 Temperatura (K) para o plano $z = 1,10$ m.	85
Figura 4-37 Temperatura (K) para o plano $z = 1,70$ m.	86
Figura 4-38 Temperatura (K) para o plano $z = 2,00$ m.	86
Figura 4-39 Temperatura (K) para o plano $z = 2,35$ m.	87
Figura 4-40 Velocidade (m/s) para o plano $z = -0,10$ m.	88

Figura 4-41 Velocidade (m/s) para o plano $z = 0,10$ m.....	88
Figura 4-42 Linhas de corrente na saída dos difusores (escala em m/s).	89
Figura 4-43 Linhas de corrente para os difusores de 200 mm (escala em m/s).....	89
Figura 5-1 Malha tetraédrica inicialmente gerada para as simulações.....	90
Figura 5-2 Diversos perfis de temperatura para diferentes velocidades tangenciais e perdas de carga. Ponto 1 (à esquerda) e Ponto 5 (à direita).....	93
Figura 5-3 Diversos perfis de temperatura para diferentes velocidades tangenciais e perdas de carga. Ponto 8 (à esquerda) e Ponto 10 (à direita).....	94
Figura 5-4 Diversos perfis de temperatura para diferentes velocidades tangenciais e perdas de carga. Ponto 13 (à esquerda) e Ponto 19 (à direita).....	95
Figura 5-5 Campo de temperaturas no plano $z = -0,10$ m. Condição adiabática (à esquerda) e condição acoplada (à direita).	96
Figura 5-6 Campo de temperaturas no plano $z = 0,10$ m. Condição adiabática (à esquerda) e condição acoplada (à direita).	97
Figura 5-7 Piores resultados obtidos para o perfil de temperaturas da malha tetraédrica. Ponto 10 (à esquerda) e Ponto 19 (à direita).....	98
Figura 5-8 Melhores resultados obtidos para o perfil de temperaturas da malha tetraédrica. Ponto 3 (à esquerda) e Ponto 20 (à direita).....	99
Figura 5-9 Piores resultados obtidos para o perfil de velocidades da malha tetraédrica. Ponto 1 (à esquerda) e Ponto 14 (à direita).....	100
Figura 5-10 Melhores resultados obtidos para o perfil de velocidades da malha tetraédrica. Ponto 7 (à esquerda) e Ponto 12 (à direita).....	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1 Quadro dos esquemas numéricos empregados.	43
Tabela 3-2 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,00$ m (temperatura). 44	
Tabela 3-3 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,80$ m(temperatura)... 45	
Tabela 3-4 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 2,67$ m (temperatura).. 45	
Tabela 3-5 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,00$ m (velocidade)... 46	
Tabela 3-6 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,80$ m (velocidade)... 46	
Tabela 3-7 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 2,67$ m (velocidade)... 47	
Tabela 4-1 Cargas térmicas do laboratório (Leite, 2003).	54
Tabela 4-2 Números totais de elementos das malhas geradas e os respectivos números de elementos nas condições de contorno da entrada e da saída.	56
Tabela 4-3 Números de iterações para convergência da simulação.....	57
Tabela 4-4 Condições de temperatura do ar de insuflamento do laboratório.....	60
Tabela 4-5 Legenda para os gráficos dos perfis de temperatura e de velocidade.....	62
Tabela 4-6 Posições dos planos de corte para análise de variáveis.	75

LISTA DE SÍMBOLOS

∂	Derivada parcial
-	Média
δ_{ij}	Delta de Kronecker
ρ	Densidade do fluido
τ_{eff}	Tensor
\vec{g}	Vetor aceleração gravitacional
\vec{F}	Vetor forças externas e de campo
μ	Viscosidade do fluido
μ_t	Viscosidade turbulenta
ν	Viscosidade cinemática
τ_0	Tensão de cisalhamento junto à parede
\vec{u}	Vetor velocidade
u_i	Velocidade na direção i
x_i	Coordenada cartesiana na direção i
u'_i	Velocidade instantânea na direção i
u'_j	Velocidade instantânea na direção j
k	Energia cinética turbulenta
ϵ	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
ω	Taxa de dissipação específica
e	Energia
k_{eff}	Condutividade térmica efetiva
T	Temperatura
Φ	Função de dissipação
S	Termo fonte
c_p	Calor específico à pressão constante
Pr_t	Número de Prandtl turbulento
x, y, z	Direções das coordenadas cartesianas
t	Tempo
div	Divergente
grad	Gradiente
p	Pressão hidrostática

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	Computational Fluid Dynamics
HVAC	Heat Ventilation and Air Conditioning
PMV	Predict Mean Value
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied
DBM	Data Based Mechanistic
EPUSP	Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
RSM	Reynolds Stress Model
LES	Large Eddy simulation

RESUMO

Ambientes nos quais as pessoas desenvolvem suas atividades no cotidiano devem propiciar condições adequadas de conforto térmico. Embora o conforto possa ser sentido diferentemente por cada indivíduo, a temperatura, a velocidade e a umidade do ar devem estar adequadas às atividades realizadas. Na busca de solução para propiciar melhores condições de conforto térmico, inovações tecnológicas visando uma melhor distribuição do ar no ambiente são desenvolvidas, como por exemplo, o insuflamento de ar frio pelo piso. Como se trata de uma tecnologia relativamente nova, estudos precisam dar suporte ao seu aprimoramento e implantação em escala. Neste contexto, o uso de ferramentas computacionais é especialmente importante, pois propicia a realização de simulações com baixo custo e economia de tempo. No presente trabalho foram realizadas avaliações numéricas de ambientes com sistema de insuflamento de ar frio pelo piso que reproduzem, em escala real, ambientes de escritórios. Foram realizadas simulações das condições de distribuição do ar (velocidades e temperaturas) nestes ambientes utilizando programa de dinâmica de fluidos computacional FLUENT. Inicialmente, foram realizadas simulações reproduzindo estudo de caso apresentado na literatura para a verificação da correta utilização do programa computacional quanto à entrada de dados, representação adequada das condições de contorno e validação do processo de simulação. Em seguida, foram realizadas simulações nos ambientes de estudo do presente trabalho para a verificação da independência de malha. A partir da malha escolhida e de condições de insuflamento de ar frio pelo piso foram feitas simulações utilizando modelos de turbulência Spalart-Allmaras, modelos $k-\omega$ (padrão e SST), modelos $k-\epsilon$ (padrão, RNG e realizável) e o modelo das tensões de Reynolds (RSM). Resultados obtidos numericamente apresentaram valores relativamente próximos aos experimentais, apresentando boa concordância em alguns pontos analisados, principalmente para os modelos $k-\epsilon$ e RSM. Verificou-se ainda esforço computacional significativamente maior na utilização do modelo RSM, com 2,5 vezes o tempo de cálculo dos demais modelos, que apresentaram tempos de processamento praticamente iguais.

ABSTRACT

Environments in which people develop their daily activities should provide appropriate thermal comfort conditions. Although each person can feel comfort differently, the temperature, the velocity and the humidity of the air should be adequate to people activities. In the solution search to promote better thermal comfort conditions, technological innovations using different air distribution systems are developed, as for example, the underfloor air distribution (UFAD) system. As it is a relatively new technology, studies need to give support to its better use and scale implantation. In this context, the use of computational tools is especially important, because it makes possible the accomplishment of simulations with low cost and economy of time. In the present work numeric evaluations of environments that reproduce, in real scale, offices environments with UFAD system are accomplished. Simulations of air distribution conditions (velocities and temperatures) in these environments were accomplished using a commercial computational fluid dynamic program, the Fluent code. Initially, simulations reproducing a literature study case were accomplished for the verification of the correct use of the code, as for the entrance of data, appropriate representation of the boundary conditions and validation of the simulation process. Soon afterwards, simulations were accomplished for the present study environments for the analysis of mesh independence. Starting from the chosen mesh and underfloor air supply conditions, simulations were made using turbulence models Spalart-Allmaras, $k-\omega$ models (standard and SST), $k-\epsilon$ models (standard, RNG and realizable) and the Reynolds Stress Model (RSM). Numeric results presented values relatively close to the experimental ones, presenting good matching for some points analyzed, mainly for the $k-\epsilon$ models and RSM. It was still verified a significantly larger computational effort by the use of the RSM, with 2.5 times the processing time for the other models, that presented practically the same calculation times.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

As atividades do homem vêm se concentrando cada vez mais em ambientes climatizados. A convivência e a realização de atividades produtivas nestes ambientes têm exigido o desenvolvimento de tecnologias mais eficazes na busca de condições de bem estar e de salubridade. O estabelecimento destas condições, contudo, não tem sido atingido a contento.

O aumento significativo no número de pessoas e equipamentos em espaços cada vez menores tem agravado o problema. Propiciar condições de conforto a estas pessoas não é tarefa fácil.

Um dos grandes problemas a ser resolvido está em se estabelecer condições de distribuição de ar que propiciem condições de conforto térmico¹. Uma das tecnologias que vêm sendo desenvolvidas para tentar resolver este problema é o uso de insuflamento de ar frio pelo piso para conforto.

Esta tecnologia foi introduzida em edifícios de escritórios na Alemanha como uma solução tanto para acomodação de cabeamento quanto para a remoção de cargas localizadas devido aos equipamentos de escritórios (David, 1984; Sodec e Craig, 1990).

Devido ao uso crescente de pisos elevados para cabeamento em ambientes de escritórios, também no Brasil a tecnologia de insuflamento de ar frio pelo piso começa a ser aplicada para conforto, tanto em edifícios novos quanto em *retrofits* (Leite, Tribess e Ornstein, 2000; Leite e Tribess, 2002; Leite, 2003; Leite e Tribess, 2004).

Outros fatores que têm contribuído para esta mudança no sistema de distribuição do ar frio são os resultados de pesquisas, que têm demonstrado que o insuflamento pelo teto não está atendendo às necessidades de conforto térmico dos usuários (Schiller et. al, 1988; Ornstein et al., 1999), além de consumir uma quantidade razoável de energia elétrica.

Mesmo assim, a expressividade no uso da tecnologia de distribuição de ar frio

¹ Definido pela norma ASHRAE 55 (ASHRAE, 2004) como sendo “um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa”.

pelo piso ainda é baixa devido à falta de informações que consubstanciem o conceito e sua utilização em larga escala.

Para um melhor entendimento do conceito, das condições de projeto, do conforto térmico e do potencial de conservação de energia, há a necessidade de levantamentos experimentais e a realização de simulações numéricas. Com relação ao desenvolvimento de trabalhos experimentais, foi instalado um laboratório no Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP, com o apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), que reproduz ambientes de escritório, com insuflamento de ar frio tanto pelo piso, quanto pelo teto para o estudo das condições de conforto térmico, qualidade do ar e conservação de energia (Leite e Tribess, 2001a, 2001b; Leite e Tribess, 2002; Leite, 2003; Leite et al., 2003; Leite e Tribess, 2004).

Sob os aspectos econômico e de tempo, muitos dos projetos não podem ter protótipos, pois isto acarretaria a inviabilidade financeira. Neste sentido tem sido feito um esforço grande em criar ferramentas computacionais que tentam reproduzir modelos próximos da realidade. A principal utilidade desta análise é sem dúvida a economia de tempo, pois é possível realizar mais testes, fazer quantas modificações forem necessárias e experimentar como o sistema a ser projetado se comportará. Isto é claro, sem falar de outras vantagens como a redução do custo final do projeto.

Neste trabalho são apresentados resultados de simulação numérica em ambientes com insuflamento de ar frio pelo piso utilizando programa computacional FLUENT (Fluent, 1998). Inicialmente são apresentadas condições de simulação de situação apresentada na literatura, que foi realizada para a verificação da correta utilização do programa FLUENT quanto à entrada de dados, representação adequada das condições de contorno e emprego adequado do modelo de turbulência. Posteriormente são apresentados resultados de simulação em ambientes de escritório com insuflamento de ar frio pelo piso reproduzido em laboratório, que são comparados com medições realizadas neste laboratório. Os modelos de turbulência utilizados no FLUENT são apresentados e uma discussão com relação ao modelo que melhor descreve o escoamento nestes tipos de ambientes é realizada.

1.1 Revisão bibliográfica

Gan (1995) utiliza CFD para estimar a efetividade de ventilação mecânica na distribuição de ar em ambientes climatizados. A avaliação do conforto térmico é baseada nas equações de conforto de Fanger incorporadas ao modelo de CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional). A troca de calor por radiação é incluída no cálculo da temperatura radiante média. Os índices de conforto térmico (voto médio estimado e porcentagem de insatisfeitos) são empregados para avaliar a distribuição de ar nas operações de aquecimento e resfriamento. O código desenvolvido por Gan et al. é empregado para resolver uma malha hexaédrica de $30 \times 36 \times 26$. Modelo de turbulência k- ϵ padrão, algoritmo SIMPLE para a solução das equações e método QUICK para integrar os termos difusivos e convectivos são empregados na simulação. O modelo é ainda validado através de experimentos.

Chow; Fung (1996) empregam CFD em um estudo de escoamento em ambientes com ventilação forçada e também com sistema de ar condicionado. Experimentos numéricos são realizados em seis ambientes de diferentes tamanhos e configurações de ventilação. Os resultados numéricos são analisados e comparados com medidas experimentais. É empregado um código proprietário de CFD empregando-se o modelo de turbulência k- ϵ padrão. São testados seis ambientes de 8550 até 13520 elementos. O algoritmo SIMPLER é empregado em dois casos e o PISO é usado nos demais ambientes.

Weizhen; Howarth; Jeary (1997) apresentam a descrição da simulação de uma sala aquecida. A distribuição de contaminantes ao longo da sala é obtida. A comparação entre resultados computacionais e experimentais mostra boa concordância. É empregado um código comercial CFDS-FLOW3D e o modelo de turbulência k- ϵ .

Chung; Rankin (1998) empregam um código comercial de CFD (FLUENT) para simular correntes de ar e decaimento de contaminantes dentro de um modelo de pequena escala de uma sala com ventilação forçada. Os resultados numéricos são validados utilizando visualização do escoamento. As comparações apresentam excelente concordância na entrada do escoamento (insuflamento) e boa concordância na saída (retorno). Uma forma de calcular a eficiência da ventilação é proposta. O modelo de turbulência empregado é o k- ϵ e o algoritmo SIMPLE, para o cálculo das

equações. Duas malhas (uma de $40 \times 20 \times 15$ e outra de $50 \times 25 \times 30$) fazem o teste de dependência de malha e verificou-se uma diferença de 0,01 % na distribuição de concentração de CO_2 .

Kim; Boysan (1999) escrevem sobre o sucesso da aplicação de CFD usando o programa comercial FLUENT em escoamentos de ar em ambientes externos. Entre os assuntos abordados estão a geração de malha (13600 elementos) e a modelagem da turbulência. A proposta de uma malha adaptativa e não estruturada é analisada bem como a sua eficiência. A modelagem da turbulência é discutida através da simulação com modelos de turbulência RNG k- ϵ e realizável k- ϵ .

Huo et al. (2000) apresentam uma aproximação sistemática que corrige e descreve condições de contorno de equipamentos de ar condicionado para simulação em CFD com o programa EXACT3. Segundo os autores, o método é de uso fácil, eficiente, aplicável a qualquer difusor e pode estimar corretamente o escoamento de ar numa sala ventilada. As estimativas do método proposto são comparadas ao método convencional e dados medidos. O modelo apresentado mostra ser mais preciso que o modelo convencional. Uma malha $16 \times 26 \times 22$ é simulada e comparada aos dados experimentais. O modelo de turbulência k- ϵ é empregado no estudo.

Kitada et al. (2000) descrevem aproximações para obter alta acurácia para desenvolvimento e avaliação de desempenho do sistema de ar condicionado em projetos automotivos. Três malhas simuladas são apresentadas com quantidade de elementos de 64000 (hexaédrica), 338193 (hexaédrica) e 400000 (híbrida). O modelo de turbulência empregado é o k- ϵ .

Hong; Chou; Bong (2000) realizam uma revisão do estado da arte no desenvolvimento e aplicação de simulação de edificações auxiliadas por computador. Embora as respostas não pretendam ser conclusivas, elas são suficientemente variadas para prover uma revisão do histórico e desenvolvimento técnico para a escolha de um programa adequado de simulação numérica e de desempenho de ar condicionado em edificações.

Chow (2001) emprega dinâmica dos fluidos computacional (programa PHOENICS) para simular sistemas de ventilação forçada e ar condicionado. A capacidade da técnica é ilustrada através de exemplos e inclui a avaliação de projetos

básicos de ventilação, sistemas de ventilação em estacionamentos fechados, sistema de resfriamento pontual, sistema de ar condicionado com resfriamento pelo teto, efeito de ganho de calor no escoamento de ar induzido no difusor e sistema de insuflamento de ar pelo piso. Contudo, os dados apresentados por Chow (2001) não são utilizados neste trabalho porque a forma apresentada não é consistente para permitir comparações. Malhas hexagonais de $20 \times 20 \times 20$, $22 \times 10 \times 18$, $17 \times 11 \times 23$, $16 \times 17 \times 23$, $18 \times 13 \times 16$ e $22 \times 12 \times 22$ elementos foram usadas.

Murakami; Kato; Kim (2001) apresentam simulação com CFD para projeto de climatização. O modelo possui simulação de radiação, aquecimento, ventilação e controle de ar condicionado em uma sala. O método apresentado pode realimentar as saídas do CFD como parâmetros de entrada para controle do sistema de HVAC e inclui um modelo humano para avaliar o conforto térmico. O modelo pode ser usado para analisar as condições do sistema de ar condicionado, bem como as cargas do sistema para as mesmas condições humanas de sensação térmica. Para avaliar o desempenho do método, um ambiente térmico dentro de um espaço semifechado é analisado sob condições de regime permanente durante a época do verão. Este método auxilia na escolha de sistemas de HVAC mais eficientes. O modelo de turbulência empregado na simulação é o k-ε. Uma malha é empregada na simulação, sendo que uma parte da malha envolve o cálculo da radiação e possui $22 \times 12 \times 5$ elementos e a outra parte (sem radiação) possui $40 \times 20 \times 20$ elementos.

Rosa (2001) realiza a determinação de campos de velocidade e temperatura em ambientes ventilados empregando o programa FLUENT. Quanto à validação do programa computacional aplicado a um caso conhecido, os resultados foram satisfatórios. Contudo, este autor encontrou dificuldades na simulação de um caso mais complexo ($48 \times 44 \times 24$ elementos, modelo k-ε padrão).

Xing; Hatton; Awbi (2001) estudam a diferença da qualidade do ar que é percebida pelos ocupantes. Uma câmara climática com ventilação por deslocamento foi usada para examinar as medidas com a presença de um manequim aquecido e outras fontes de calor. Medidas da idade da distribuição do ar, o índice de troca de ar e a efetividade da ventilação são examinados em diferentes pontos na câmara para diferentes cargas térmicas. Simulações em CFD (empregando-se um programa chamado VORTEX desenvolvido pela Universidade de Reading) foram realizadas

com o propósito de visualizar o escoamento, a velocidade do ar, a temperatura e a idade da distribuição do ar. Os resultados das simulações de CFD são comparados com as medições e uma boa concordância é obtida na maioria dos casos. A malha gerada possui $80 \times 80 \times 80$ elementos.

Cheong et al. (2003) investigam a dispersão de contaminantes em um ambiente de um escritório empregando técnicas empíricas e de modelagem. O experimento é conduzido em um laboratório de teste com uma maquete de dois *layouts* típicos de escritórios. O *layout* 1 tem duas estações de trabalho localizadas no meio da sala e separada por uma parte em baixo nível; o *layout* 2 possui uma partição de baixo nível que separa a sala em duas metades com uma estação de trabalho em cada canto. O laboratório contém um sistema de ar condicionado que é capaz de controlar as vazões e a temperatura do ar. A emissão de contaminantes é gerada por uma injeção constante de gás traçante, hexafluoreto de enxofre. A concentração do contaminante na câmara em ambos os *layouts* é medida e simulada empregando-se um analisador de gases e dinâmica dos fluidos computacional com o modelo RNG k- ϵ . Em geral a concentração estimada de contaminante está em boa concordância com a concentração medida. O programa comercial FLUENT e uma malha híbrida são empregados na simulação.

Cheong et al. (2003) avaliam as condições de conforto térmico em um teatro dotado de sistema de ar condicionado empregando medições, dinâmica dos fluidos computacional e avaliação subjetiva. A ferramenta de CFD é usada para simular os parâmetros de conforto, tais como temperatura, fluxo de ar e umidade relativa. Corroboração entre resultados medidos da temperatura do ar, velocidade e umidade relativa está dentro dos limites de conforto térmico padrão. Os resultados preditos apresentam boas distribuições de velocidade do ar e gradientes de temperatura e estão em acordo com as medidas empíricas. Os votos de conforto geral, voto médio estimado (PMV) e percentual de insatisfeitos (PPD) mostram condições ligeiramente desconfortáveis e usuários insatisfeitos. Adicionalmente, recomendações são feitas para melhorar as condições de conforto térmico e reduzir a concentração de dióxido de carbono no ambiente. O pacote de CFD FLUENT/UNS 5.3 e o modelo k- ϵ RNG são empregados na simulação.

Wang; Ward (2003) empregam o programa FLUENT para desenvolver um

modelo de casa com porão. A verificação do modelo computacional inclui um teste de independência de malha, análise do comportamento de convergência e comparação com soluções analíticas. Duas estimativas apresentam boa concordância.

Desta et al. (2004) descrevem uma metodologia para um modelo complexo de dinâmica dos fluidos computacional usando a técnica de modelagem mecanicista baseada em dados (DBM). Neste estudo um modelo completo em escala foi empregado. Primariamente, um modelo tridimensional, transiente e turbulento foi proposto e resolvido por um programa comercial CFX 4.3 a fim de obter dados para se construir o modelo DBM. Malhas de 16150, 30870 e 60912 elementos hexagonais foram empregadas na simulação.

1.2 Uso de CFD (Computational Fluids Dynamic)

Segundo Versteeg e Malalasekera (1995), o uso da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para prever escoamentos internos e externos cresceu enormemente nas últimas décadas. O emprego de estações de trabalho para engenharia, somado ao desenvolvimento de eficientes algoritmos para as soluções, além de facilidades de utilitários de processamento, tornou o uso de CFD comercial viável para pesquisadores e projetistas. Apesar dos códigos serem extremamente poderosos, ainda é necessário se ter operadores com qualificação técnica adequada para obter resultados corretos em situações complexas.

PHOENICS, FLUENT, FLOW3D, CFX, CFD++ e STARCD são os programas comerciais mais conhecidos em CFD e todos eles empregam o método de volumes finitos. Especialmente, o FLUENT é empregado nas análises e estudos neste trabalho, além do GAMBIT e ICEM que são programas de geração e manipulação de malhas.

As capacidades do programa FLUENT (Fluent, 1998) em relação à modelagem são:

- Escoamentos em geometrias bi e tridimensionais usando malhas não estruturadas, triangulares/tetraédricas, quadriláteras/hexaédricas ou mistas (híbridas);
- Escoamentos incompressíveis ou compressíveis;
- Análise de regime permanente ou transiente;
- Escoamentos turbulentos, laminares ou invíscidos;

- Fluidos Newtonianos ou não Newtonianos;
- Transferência de calor convectiva, incluindo convecção natural ou forçada;
- Acoplamento de condução e convecção de calor;
- Transferência de calor por radiação;
- Modelos inerciais (estacionários) ou não-inerciais (rotacionais);
- Referências múltiplas de movimento, incluindo deslizamento de malhas e planos de mistura para interações entre rotor e estator e;
- Mistura de espécies químicas e reação, incluindo modelos de combustão.

Também de acordo com Versteeg e Malalasekera (1995), as vantagens da simulação computacional em relação às abordagens experimentais em projetos de sistemas com fluidos são:

- Redução substancial de tempo e custo de novos projetos;
- Habilidade de estudar sistemas nos quais experimentos controlados são difíceis ou impossíveis de se realizar (por exemplo, sistemas de grande porte);
- Obter as condições de ótimo desempenho no projeto;
- Habilidade de estudar sistemas sob condições perigosas e além das condições limites de desempenho (por exemplo, acidentes e estudos de segurança);
- Nível de detalhes dos resultados praticamente ilimitado e;
- Como item de importância extremamente significativa, pode-se citar a inovação, ou seja, a geração de novas idéias que podem ser transpostas para outros desenvolvimentos.

Há de se ressaltar, contudo, que mesmo com todas estas vantagens, a simulação não substitui o experimento, pois em muitos casos o experimento fornece algumas condições de contorno ou constantes empíricas que ajustam adequadamente a modelagem adotada. Além disto, a falta de generalidade dos modelos de turbulência implica na redução da confiabilidade dos resultados obtidos tornando necessária à comparação com resultados experimentais do problema em estudo (quando disponíveis) ou de escoamentos com maior semelhança possível.

1.3 Objetivos

Inserido no cenário apresentado na introdução têm-se como principais objetivos:

- a) Fazer uma verificação dos resultados obtidos pelo FLUENT, a partir de um estudo de caso apresentado na literatura;
- b) Realizar a simulação do laboratório através do emprego de ferramentas computacionais (ICEM, GAMBIT e FLUENT) para diferentes modelos de transporte turbulento;
- c) Confrontar os resultados das simulações com dados experimentais levantados.

1.4 Abordagem do problema

A abordagem inicia-se com a identificação do problema como a geometria, definição das condições de contorno, das variáveis relevantes e dos sistemas físicos envolvidos, com a principal finalidade de haver correspondência entre os casos real e numérico.

A finalidade do modelo empregado na simulação é responder questões relativas à validação, desempenho e possível extrapolação para casos semelhantes. Na definição do modelo é de fundamental importância explicitar o uso de outros modelos físicos empregados e seus domínios na descrição ou análise de resultados.

Neste momento o modelo a ser simulado começa a receber tratamento para se transformar em algo utilizável pelo computador, ou seja, a geometria do problema é redesenhada e a malha é criada. Para a geração da malha são necessárias avaliações acerca do tipo de malha (quadrangular, hexaédrica, triangular, tetraédrica ou híbrida). A resolução da malha e o número de células do problema devem ser definidos neste ponto, bem como os locais das condições de contorno. Ainda, a independência da malha deve ser considerada, ou seja, se o número de nós for aumentado ou o tipo de elementos da malha for alterado, o resultado final da simulação deve ser sempre o mesmo. A análise da independência da malha afeta diretamente a solução de compromisso entre esforço computacional e precisão de resultados.

O modelo criado no programa de geração de malhas (GAMBIT, ICEM) serve como entrada para o programa FLUENT que realiza propriamente a simulação numérica. Dentro do FLUENT, ocorre o ajuste do modelo numérico a partir da

seleção adequada do modelo físico para o escoamento (invíscido, laminar ou turbulento), da definição de propriedades dos materiais envolvidos (fluidos e sólidos), da condição de operação, da quantificação e da qualificação das condições de contorno (entradas, saídas, velocidade, pressão, temperatura, fluxo de calor, paredes, etc), do fornecimento da solução inicial, da escolha do algoritmo de resolução das equações discretizadas e do ajuste do monitoramento da convergência.

Quando o modelo numérico estiver completamente definido, ele é simulado, isto é, as equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia são resolvidas numericamente para os volumes finitos.

Os resultados são analisados para se verificar a consistência física. Inicialmente, isto ocorre qualitativamente, ou seja, se o escoamento obtido é semelhante ao que supostamente ocorreria. Nesta etapa procura-se apenas evitar que haja erros grosseiros de entrada de dados ou parâmetros. Mesmo que a simulação seja feita corretamente, ainda é necessário verificar se a malha gerada é suficientemente refinada para uma solução precisa para a aplicação das equações conservativas; caso isto não ocorra necessita-se modificar a malha (refinando-a ou adaptando-a). Caso esta nova simulação apresente outros resultados, a malha influencia o resultado, ou seja, ela deve ser refinada mais vezes. Contudo, se as variações são menores que um limite pré-estabelecido chegou-se ao resultado final da simulação e a consistência física deve ser verificada através da comparação com resultados experimentais.

Uma vez resolvidas às questões relativas à malha, as simulações podem finalmente ser realizadas e os valores numéricos obtidos comparados com valores experimentais.

1.5 Roteiro de assuntos

Para fornecer uma seqüência de abordagem, este trabalho contém os seguintes capítulos:

- Fundamentação teórica – Apresenta as equações físicas empregadas no estudo do problema (conservação da massa, conservação da quantidade de movimento, conservação da energia, a hipótese de Boussinesq e os modelos de turbulências empregado pelo programa FLUENT);
- Simulação de caso da literatura – Fornece a descrição da geometria de

problema da literatura, da malha gerada, das condições de contorno, do modelo de turbulência, do algoritmo e da convergência. Ao final os resultados obtidos são analisados e discutidos;

- Simulação do laboratório – Fornece a descrição do problema (o laboratório com insuflamento de ar frio pelo piso), as hipóteses empregadas, a descrição da geometria do laboratório, da malha gerada (e a análise da dependência da malha), das condições de contorno, do algoritmo e da convergência. Os resultados obtidos são também analisados e discutidos;
- Desenvolvimento das simulações – Apresenta e discute detalhes dos procedimentos adotados durante o desenvolvimento das simulações, importantes para um melhor entendimento do trabalho realizado e das dificuldades encontradas em processos de simulação numérica de escoamento de fluidos.
- Comentários Finais – No último capítulo são retomadas as idéias centrais para apresentação de forma resumida. Deve-se acrescentar que a parte final do trabalho contém sugestões de estudos complementares aos apresentados com o objetivo de obter o detalhamento do problema físico envolvido, bem como em casos semelhantes ou ainda, o esclarecimento de particularidades despertadas no presente trabalho.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Conservação da massa

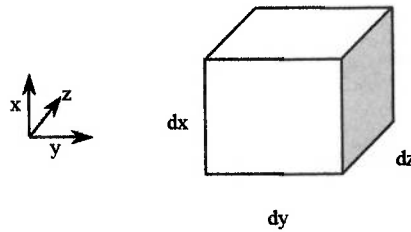


Figura 2-1 Representação de um elemento infinitesimal e a respectiva coordenada.

A partir do balanço de massa em um elemento fluido (Figura 2-1), a taxa de aumento da massa é igual à taxa líquida do escoamento mássico no elemento, obtém-se a equação da conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1)$$

O primeiro termo representa a taxa de variação da densidade no tempo (massa por volume). O segundo termo indica o escoamento líquido de massa através do contorno do elemento e é chamado de termo convectivo.

Deve-se notar que para fluidos incompressíveis, a densidade (ρ) é constante o que torna o primeiro termo da equação 3.1 nulo e o segundo simplificado, ou seja, a equação é rescrita como:

$$\text{div}(\vec{u}) = 0 \quad (2.2)$$

2.2 Conservação da quantidade de movimento

Aplicando-se a segunda lei de Newton a um elemento infinitesimal (Figura 2-1), a taxa do aumento da quantidade de movimento do elemento fluido é igual à soma das forças sobre este elemento, obtém-se a equação de conservação de quantidade de movimento:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \text{div}(\rho \vec{u} \vec{u}) = -\text{grad } p + \text{div}(\tau_{\text{eff}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.3)$$

O primeiro termo é a taxa de aumento de quantidade de movimento. A

segunda parcela é a taxa de ganho de quantidade de movimento pela convecção. O terceiro termo é à força da pressão hidrostática (p), o quarto termo é a taxa de ganho de quantidade de movimento pela transferência viscosa, ρg representa as forças de campo, F contém as forças externas e outros termos fonte (como o meio poroso). Todos os termos são por unidade de volume. Considerando-se a densidade (ρ) constante, o tensor τ_{eff} é definido como:

$$\tau_{eff} = (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.4)$$

2.2.1 Hipótese de Boussinesq

A aproximação da média de Reynolds requer que as tensões de Reynolds sejam adequadamente modeladas. Assim os modelos de turbulência Spalart-Allmaras, k- ϵ e k- ω empregam a seguinte hipótese no equacionamento:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.5)$$

O termo μ_t representa a viscosidade turbulenta. No caso do modelo Spalart-Allmaras apenas este termo é calculado a mais nas equações de transporte. No caso dos modelos k- ϵ e k- ω , o μ_t é calculado a partir da energia cinética turbulenta (k), taxa de dissipação turbulenta (ϵ) ou taxa de dissipação turbulenta específica (ω).

2.2.2 Tratamento junto à parede

Para as regiões de baixa turbulência, por exemplo, nas proximidades de superfícies sólidas, onde não é satisfeita a condição $\frac{\mu_t}{\mu} \gg 1$, as equações empregadas nos modelos de turbulência não são resolvidas. Nestas regiões são utilizadas equações algébricas para a determinação de μ_t ou k e ϵ . Estas relações são obtidas supondo que a turbulência está em equilíbrio nestas regiões e representam uma generalização da lei de parede (por exemplo, a lei logarítmica) que ocorre no escoamento turbulento paralelo a uma superfície plana. Como estas equações têm validade para uma região restrita do escoamento, isto impõe uma restrição severa sobre a qualidade da malha utilizada, que deve ter pontos mais próximos à parede localizados a uma faixa de distância (y^+) para que os resultados obtidos sejam

válidos.

$$y^+ = \frac{y\sqrt{\tau_0/\rho}}{\nu} \quad (2.6)$$

Com y sendo uma distância a partir da parede, ρ representa a densidade, ν a viscosidade cinemática e τ_0 a tensão de cisalhamento na parede.

2.3 Conservação da energia

A equação da conservação da energia é obtida a partir da primeira lei da termodinâmica, ou seja, a taxa de aumento da energia é igual à taxa de transferência de calor mais a taxa de transferência de trabalho.

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \text{div}(\rho e \vec{u}) = -p \text{div}(\vec{u}) + \text{div}(k_{eff} \text{grad } T) + \Phi + S_e \quad (2.7)$$

As duas primeiras parcelas à esquerda da equação são a taxa de aumento da energia no elemento fluido. A taxa de trabalho realizado pela pressão é fornecida pelo primeiro termo após a igualdade. O segundo termo é a taxa líquida de energia térmica devido à condução. O termo S_e representa a energia potencial.

A condutividade térmica efetiva k_{eff} é escrita como:

$$k_{eff} = \left(k + \frac{\mu_t c_p}{Pr_t} \right) \quad (2.8)$$

Onde k é a condutividade térmica laminar, Pr_t é o número de Prandtl turbulento e c_p é o calor específico a pressão constante.

A função de dissipação Φ é definida como:

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right\} + \lambda (\text{div} \vec{u})^2 \quad (2.9)$$

Todos os efeitos devido às forças viscosas são descritos por esta equação. Nota-se que a função dissipação é não negativa, pois possui termos quadráticos.

2.4 Características do programa FLUENT

A principal característica do escoamento turbulento é a flutuação do campo de velocidades. Estas flutuações transportam quantidade de momento, energia e

concentração de espécies. Devido ao pequeno tamanho e altas frequências, estas flutuações de velocidade acarretam dificuldades nas simulações computacionais em aplicações práticas de engenharia. Felizmente, estas flutuações podem ser manipuladas de tal forma a simplificar as equações originais. Geralmente, isto ocasiona o surgimento de novas variáveis e é onde entram os modelos de turbulência para tornar compreensíveis estas variáveis.

No Fluent (Fluent, 1998) os modelos de turbulência disponíveis são:

- Spalart-Allmaras;
- Modelos $k-\epsilon$:
 - Modelo padrão;
 - Modelo RNG ou renormalizável e;
 - Modelo realizável.
- Modelos $k-\omega$:
 - Modelo padrão e;
 - Modelo de transporte de tensões cisalhantes (SST).
- Modelos de tensão de Reynolds e;
- Large Eddy Simulation.

2.4.1 Modelo Spalart-Allmaras

O modelo Spalart-Allmaras é um modelo relativamente simples de uma equação, ou seja, resolve a equação de transporte turbulento cinemático de viscosidade. Este modelo pertence a uma classe de modelos de uma equação que não calcula necessariamente o comprimento de escala relacionado à camada limite de cisalhamento local. Foi projetado inicialmente para aplicações aeroespaciais envolvendo escoamentos próximos à parede e têm demonstrado bons resultados em camadas limites sujeitas a gradientes de pressões adversos. Também tem algumas aplicações em turbomaquinaria.

Na sua forma original, o modelo foi desenvolvido levando em conta a existência de uma região viscosa na camada limite para ser adequadamente resolvido. Entretanto, no Fluent foi modificado para empregar funções de parede nos locais onde a malha não está bem refinada.

2.4.2 Modelo k- ϵ padrão

Trata-se de um modelo de duas equações, ou seja, a solução das duas equações de transporte permite que o comprimento de escala e a velocidade turbulenta sejam determinadas independentemente. A qualidade do modelo está no fato de ser robusto, econômico e possuir relativa acurácia em varias aplicações da engenharia. É um modelo semi-empírico que possui considerações fenomenológicas.

2.4.3 Modelo k- ϵ (RNG)

É uma variante que aplica técnicas estatísticas de renormalização, mas com os seguintes refinamentos:

- a) O modelo RNG tem um termo adicional na equação do ϵ que melhora significativamente a acurácia “for rapidly strained flows”;
- b) O efeito do turbilhão de turbulência é incluído neste modelo, o que aumenta a acurácia de escoamentos turbilhonares;
- c) A teoria do modelo RNG provê uma fórmula analítica para o número de turbulência de Prandtl, enquanto o modelo padrão emprega constantes definidas pelo usuário;
- d) O modelo RNG leva em conta efeitos para baixos números de Reynolds. Entretanto, isto depende de tratamento apropriado na região junto à parede.

2.4.4 Modelo k- ϵ (Realizável)

Este modelo difere do modelo padrão em dois diferentes aspectos: o modelo realizável contém uma nova formulação para a viscosidade turbulenta e uma nova equação de transporte turbulento para a taxa de dissipação que foi derivada da equação exata de transporte turbulento para quadrado médio da flutuação da vorticidade.

Um benefício imediato do modelo realizável é predizer mais adequadamente jatos. Também possui melhor desempenho em escoamentos envolvendo rotação, camadas limite com gradientes de pressão adversos, separação e recirculação.

Este modelo possui melhor desempenho que os outros em relação à validação de escoamentos com separação ou secundários.

2.4.5 Modelo $k-\omega$

Este modelo emprega a abordagem feita por Wilcox apud FLUENT (1998) que prediz de maneira melhor o escoamento de cisalhamento livre, ou seja, ele se aproxima melhor dos experimentos de descolamentos, misturas de camadas e jatos.

2.4.6 Modelo $k-\omega$ (SST)

O SST (shear-stress transport) foi desenvolvido por Menter apud FLUENT (1998) para misturar a robustez e acurácia do modelo $k-\omega$ próximo à parede com a independência do modelo $k-\epsilon$ no escoamento livre. Possui os seguintes refinamentos:

- a) O modelo $k-\epsilon$ foi adicionado ao modelo $k-\omega$ usando-se uma função que ativa o modelo $k-\omega$ junto à parede e desativa o modelo $k-\epsilon$. No escoamento livre ocorre o inverso;
- b) O modelo SST inclui um termo derivativo de difusão cruzado amortecido;
- c) A definição de viscosidade turbulenta é modificada devido ao transporte de cisalhamento turbulento;
- d) A modelagem das constantes é diferente.

2.4.7 Modelo de tensão de Reynolds

O modelo de tensão de Reynolds é o mais elaborado modelo de turbulência. Abandonando a hipótese de isotropia das viscosidades turbulentas, o modelo se vale das tensões de Reynolds para resolver as equações de transporte e de uma equação para a taxa de dissipação. Isto significa quatro equações a mais no caso 2D e sete equações para o caso 3D.

Devido ao tratamento mais rigoroso que nos outros modelos, ele possui maior potencial de dar respostas mais precisas em relação aos escoamentos complexos. Contudo, a predição do modelo ainda está ligada ao problema de fechamento das equações e, mais especificamente, a modelagem das pressões-deformações e das taxas de dissipação pode comprometer a acurácia dos resultados.

O modelo das tensões de Reynolds pode não produzir melhores resultados que os modelos mais simples em todas as classes de escoamentos. Entretanto, ele se torna necessário quando há envolvimento de escoamentos anisotrópicos.

2.4.8 Equacionamento utilizado pelo Fluent nos modelos k- ω e k- ϵ

As principais diferenças entre os modelos são:

- Método de calcular a viscosidade turbulenta;
- Números de Prandtl relativos à difusão de turbulência de k e ϵ ;
- A geração e destruição de k e ϵ nas equações.

2.5 O modelo Spalart-Allmaras

Nos modelos que empregam a hipótese de Boussinesq, o problema está centrado em como calcular a viscosidade turbulenta. Spalart e Allmaras propuseram uma forma modificada da viscosidade cinética turbulenta.

A variável de transporte $\tilde{\nu}$ é idêntica à viscosidade cinética turbulenta, exceto junto à parede:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\tilde{\nu}u_i) = \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] + G_{\tilde{\nu}} - Y_{\tilde{\nu}} + S_{\tilde{\nu}} \quad (2.10)$$

O termo $G_{\tilde{\nu}}$ representa a produção de viscosidade turbulenta e $Y_{\tilde{\nu}}$ é a destruição da viscosidade turbulenta que ocorre próximo à parede devido ao amortecimento viscoso. As constantes $\sigma_{\tilde{\nu}}$ e C_{b2} são constantes e ν é a viscosidade cinética molecular. $S_{\tilde{\nu}}$ é o termo fonte definido pelo usuário.

2.5.1 Modelagem da viscosidade turbulenta

A viscosidade turbulenta é escrita como:

$$\mu_t = \rho\tilde{\nu}f_{v1} \quad \text{com} \quad f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3} \quad \text{e} \quad \chi = \tilde{\nu}/\nu \quad (2.11)$$

2.5.2 Modelagem da produção de turbulência

O termo $G_{\tilde{\nu}}$ é dado por:

$$G_{\tilde{\nu}} = C_{b1} \rho \tilde{S} \tilde{\nu} \quad \text{no qual} \quad \tilde{S} \equiv S + \frac{\tilde{\nu}}{\kappa^2 d^2} f_{v2} \quad \text{e} \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad (2.12)$$

C_{b1} e κ são constantes, d é a distância da parede, e S é a medida escalar do tensor

$$S = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \text{ e } \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.13)$$

Mas, se for levado em conta o efeito da deformação média na produção de turbulência, obtém-se S ligeiramente modificado para:

$$S \equiv |\Omega_{ij}| + C_{prod} \min(0, |S_{ij}| - |\Omega_{ij}|) \quad (2.14)$$

com

$$C_{prod} = 2,0 \quad |\Omega_{ij}| \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad |S_{ij}| \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \text{ e } S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.15)$$

Incluir os tensores de rotação e deformação reduz a produção de viscosidade turbulenta e, conseqüentemente, diminui a viscosidade turbulenta nas regiões onde a medida da vorticidade excede a taxa de deformação. Por opção padrão o Fluent inclui apenas o tensor de rotação que tende a superestimar a produção de viscosidade turbulenta e como conseqüência aumenta a viscosidade turbulenta em certas circunstâncias.

2.5.3 Modelagem da destruição de turbulência

O termo é escrito como:

$$Y_v = C_{\omega 1} \rho f_{\omega} \left(\frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 \quad (2.16)$$

com

$$f_{\omega} = g \left(\frac{1 + C_{\omega 3}}{g^6 + C_{\omega 3}} \right)^{1/6} \quad g = r + C_{\omega 2} (r^6 - r) \quad r \equiv \frac{\tilde{v}}{\sqrt{S} \kappa^2 d^2} \quad (2.17)$$

Os termos $C_{\omega 1}$, $C_{\omega 2}$ e $C_{\omega 3}$ são constantes.

2.5.4 Constantes do modelo

As seguintes constantes são utilizadas:

$$C_{b1} = 0,1335 \quad C_{b2} = 0,622 \quad C_{\mu} = 0,09 \quad \sigma_v = 2/3 \quad C_{v1} = 7,1 \quad (2.18)$$

$$C_{\omega 1} = \frac{C_{b1}}{\kappa^2} + \frac{(1 + C_{b2})}{\sigma_{\tilde{v}}} \quad C_{\omega 2} = 0,3 \quad C_{\omega 3} = 2,0 \quad \kappa = 0,4187 \quad (2.19)$$

2.5.5 Condições de contorno na parede

Nas paredes, a viscosidade cinemática turbulenta modificada, $\tilde{\nu}$ é zero.

Quando a malha é fina o suficiente para resolver a subcamada limite laminar, as tensões cisalhantes na parede são obtidas da relação tensão deformação laminar:

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (2.20)$$

Se a malha é grosseira para resolver a subcamada laminar, é assumido que o centróide das células adjacentes caiam dentro da região logarítmica da camada limite e a seguinte lei de parede é empregada:

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln E \left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu} \right) \quad (2.21)$$

Onde u é a velocidade paralela à parede, u_τ é a velocidade de cisalhamento, y é a distância da parede, κ é a constante de von Kármán (0.4187) e $E = 9.793$.

2.6 O modelo k-ε

É um modelo semi-empírico baseado nas equações de transporte para energia cinética turbulenta e taxa de dissipação. O modelo para a equação de energia cinética k é derivado da equação exata, enquanto a taxa de dissipação ε é obtida por raciocínio físico e tem pouca semelhança com a outra equação.

Na derivação do modelo k-ε foi assumido que o escoamento é completamente turbulento e os efeitos da viscosidade turbulenta são desprezíveis. Portanto, o modelo k-ε é válido apenas para escoamentos plenamente turbulentos.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon}{k} + S_\varepsilon \quad (2.23)$$

Nas equações acima, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido à velocidade média no gradiente; G_b é a geração de energia cinética devido à flutuação; Y_M representa o termo da dissipação da dilatação em escoamentos compressíveis; $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ são constantes; σ_ε e σ_k são os números de Prandtl para as

taxas de turbulência k - ε e S_ε e S_k são as fontes definidas pelo usuário.

2.6.1 Modelagem da viscosidade turbulenta

A viscosidade turbulenta (μ_t) é calculada da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.24)$$

2.6.2 Valores das constantes do modelo

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad C_\mu = 0,09 \quad \sigma_\varepsilon = 1,0 \quad \sigma_k = 1,3 \quad (2.25)$$

Estas constantes foram obtidas experimentalmente para escoamentos turbulentos fundamentais e funcionam bem em escoamentos turbulentos forçados e livres.

2.6.3 O modelo k - ε RNG

Este modelo utiliza as equações instantâneas de Navier-Stokes obtidas através do método de “grupo de renormalização (RNG)”. Este tipo de abordagem resulta em constantes, funções e termos diferentes se comparados ao modelo anterior.

As equações de transporte são semelhantes à do modelo padrão.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2.27)$$

Nota-se que em relação ao modelo k - ε padrão existe um termo a mais, a viscosidade efetiva (μ_{eff}), que é calculada da seguinte forma:

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1,72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\hat{\nu}^3 - 1 + C_\nu}} d \hat{\nu} \quad (2.28)$$

com

$$\hat{\nu} = \mu_{eff} / \mu \quad e \quad C_\nu \approx 100 \quad (2.29)$$

A equação acima é integrada para obter uma descrição precisa de como o transporte turbulento efetivo varia com o número de Reynolds, permitindo assim

uma melhor manipulação do modelo em baixo numero de Reynolds e próximo à parede.

No limite, para elevado número de Reynolds, tem-se:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.30)$$

No Fluent, no cálculo da viscosidade efetiva é adotada esta última equação. Entretanto, há a opção de se integrar à equação anterior e obter assim a viscosidade efetiva.

2.6.4 Cálculo do inverso do número de Prandtl

A seguinte fórmula analítica é usada para calcular α_k e α_ε :

$$\left| \frac{\alpha - 1,3929}{\alpha_0 - 1,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{\alpha + 2,3929}{\alpha_0 + 2,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (2.31)$$

no qual $\alpha_0=1,0$ e no limite, para número de Reynolds alto ($\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1$), tem-se $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$.

O termo R_ε representa a principal diferença do modelo RNG.

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad (2.32)$$

no qual,

$$\eta = Sk/\varepsilon, \quad \eta_0 = 4,38 \text{ e } \beta = 0,012. \quad (2.33)$$

Para valores de $\eta < \eta_0$, os resultados se aproximam do modelo padrão k- ε . No outro caso, $\eta > \eta_0$, o termo R possui uma contribuição negativa. Se comparado ao modelo padrão k- ε , a menor destruição de ε proporcionalmente reduz a produção de k e eventualmente efeitos viscosos. Como consequência, o modelo RNG produz uma viscosidade turbulenta mais baixa que o modelo padrão. Isto é, o modelo responde melhor a efeitos cisalhantes e escoamentos curvos, o que explica o melhor desempenho em certos escoamentos.

2.6.5 Valores das constantes do modelo

$$C_{1\varepsilon} = 1,42 \quad C_{2\varepsilon} = 1,68 \quad (2.34)$$

2.7 O modelo k-ε realizável

O termo realizável quer dizer que o modelo satisfaz certas restrições matemáticas nas tensões normais de acordo com a física do escoamento turbulento. Combinando a relação de Boussinesq com a definição de viscosidade turbulenta, obtém-se a seguinte tensão normal de Reynolds:

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (2.35)$$

Mas, ao se fazer $\nu_t = \mu/\rho$, obtém-se $\overline{u^2}$ negativo (o que contraria a definição de $\overline{u^2}$, que é positivo) tornando o modelo “não realizável”.

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3,7 \quad (2.36)$$

Outra ponto fraco dos modelos k-ε reside na predição da taxa de espalhamento de jatos axisimétricos, que não é adequadamente modelada devido ao equacionamento da taxa de dissipação turbulenta.

As equações de transporte são semelhantes às do modelo padrão.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.37)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon \\ &+ C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (2.38)$$

onde

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \text{ e } \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.39)$$

Nestas equações G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido à velocidade média dos gradientes. G_b é a geração de energia cinética turbulenta devido à flutuação. Y_m é a contribuição da dissipação da dilatação em escoamentos compressíveis. C_2 e $C_{1\varepsilon}$ são constantes. σ_k e σ_ε são os números de Prandtl para k e ε . S_k e S_ε são termos fonte.

Este modelo foi extensivamente validado para uma larga faixa de

escoamentos, incluindo escoamentos cisalhantes, escoamentos livres (jatos e mistura de camadas), escoamentos em camadas limites e canais e escoamentos descolados. Para todos estes casos, o desempenho do modelo foi substancialmente melhor que a do modelo padrão k-ε. Especialmente, no caso de jatos circulares, o modelo k-ε realizável prediz a taxa de espalhamento para jatos axisimétricos tão bem quanto para jatos planos.

2.7.1 Modelagem da viscosidade turbulenta

A viscosidade turbulenta é modelada como :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.40)$$

E a diferença entre o modelagem padrão e o realizável está no C_μ , que no modelo realizável não é mais constante:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S k \frac{U^*}{\varepsilon}} \text{ com } U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} \tilde{\Omega}_{ij} &= \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \\ \Omega_{ij} &= \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \end{aligned} \quad (2.42)$$

no qual o termo $\overline{\Omega_{ij}}$ é o tensor médio de rotação visto num referencial com velocidade angular ω_k .

As constantes do modelo são:

$$A_0 = 4.04 \quad A_S = \sqrt{6} \cos\phi \quad (2.43)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ik}}{S}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.44)$$

Pode ser visto que C_μ é uma função das taxas de deformação e rotação médias, da velocidade angular do sistema referencial e os campos de turbulência (k e ε).

2.7.2 Constantes do modelo

$$C_{1\varepsilon}=1.44, C_2=1.9, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.9 \quad (2.45)$$

2.7.3 Modelagem da produção de turbulência G_k

O termo G_k representa a produção de energia cinética turbulenta e é modelado identicamente nos modelos padrão, RNG e realizável. O termo é definido como:

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.46)$$

De maneira a ficar consistente com a hipótese de Boussinesq:

$$\begin{aligned} G_k &= \mu_t S^2 \\ S &\equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \end{aligned} \quad (2.47)$$

Quando um campo de gravidade não nulo e um gradiente de temperatura estão presentes simultaneamente os modelos k- ε levam em conta a geração de k devido à flutuação e à correspondente contribuição de ε .

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad \text{com} \quad \beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.48)$$

Pode ser visto das equações de transporte para k que a energia cinética turbulenta tende a ser intensificada ($G_b > 0$) em estratificações instáveis. Para estratificação estável, a flutuação tende a suprimir a turbulência ($G_b < 0$). No FLUENT, os efeitos da flutuação na geração de k são sempre incluídos quando se tem campos de gravidade e gradientes de temperatura (ou densidade) não nulos.

Enquanto os efeitos da flutuação na geração de k são relativamente bem conhecidos, o efeito sobre ε são menos claros. No FLUENT, por definição, os efeitos da flutuação sobre o ε são desprezados simplesmente fazendo G_b igual a zero na equação de transporte para o ε .

O grau que o ε afeta a flutuação é determinado pela constante $C_{3\varepsilon}$. No FLUENT, $C_{3\varepsilon}$ não é especificado, mas calculado de acordo com a equação:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (2.49)$$

na qual v é o componente da velocidade do escoamento paralelo ao vetor gravitacional e u é o componente do escoamento da velocidade perpendicular ao

vetor gravitacional. Assim $C_{3\varepsilon}$ ficará igual a 1 para flutuações em camadas cisalhantes para as quais o escoamento principal está alinhado com a direção da gravidade. Para flutuações em camadas cisalhantes perpendiculares ao vetor gravitacional $C_{3\varepsilon}$ se tornará zero.

2.8 Os modelos padrão e SST k- ω

Os modelos padrão e SST (Shear Stress Transport) possuem formas similares para as equações de transporte para k e ω , mas o modelo SST difere pela mudança gradual do modelo k- ω na região mais interna da camada limite para uma versão de elevado número de Reynolds do modelo k- ε na parte mais externa da camada limite.

2.9 O modelo padrão k- ω

Este é um modelo empírico baseado no modelo de equações de transporte para a energia cinética turbulenta e taxa de dissipação específica, que pode ser pensada como a relação entre ε e k.

Como o modelo k- ω foi modificado através dos anos, termos de produção foram adicionados para as equações de k e ω , que tem melhorado a acurácia do modelo para prever escoamentos cisalhantes livres.

2.9.1 Equações de transporte do modelo padrão k- ω

As equações de transporte são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.50)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (2.51)$$

Nestas equações, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido à velocidade média dos gradientes. G_ω representa a geração de ω . Γ_k e Γ_ω representam a difusividade efetiva de k e ω . Y_k e Y_ω representam a dissipação de k e ω devido à turbulência. S_k e S_ω são termos fonte.

2.9.2 Modelagem da difusividade efetiva

A difusividade efetiva é dada por:

$$\begin{aligned}\Gamma_k &= \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \\ \Gamma_\omega &= \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\end{aligned}\tag{2.52}$$

na qual σ_ω e σ_k são os números de Prandtl turbulento para ω e k . A viscosidade turbulenta é dada por:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega}\tag{2.53}$$

2.9.3 Correção para número de Reynolds baixo

O coeficiente α^* amortece a viscosidade turbulenta o que causa uma correção para baixos números de Reynolds:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / \text{Re}_k}{1 + \text{Re}_t / \text{Re}_k} \right) \text{ com } \text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}\tag{2.54}$$

$$\text{Re}_k = 6 \quad \alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad \beta_i = 0.072\tag{2.55}$$

Deve-se notar que para elevados números de Reynolds, tem-se $\alpha_0^* = \alpha_\infty^* = 1$

2.9.4 Modelagem da produção de turbulência

Produção de k

O termo G_k representa a produção de energia cinética turbulenta e é dado por:

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\tag{2.56}$$

De maneira a ficar consistente com a hipótese de Boussinesq:

$$\begin{aligned}G_k &= \mu_t S^2 \\ S &\equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}\end{aligned}\tag{2.57}$$

Produção de ω

A produção de ω é dada por:

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (2.58)$$

E o coeficiente α é dado por:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / \text{Re}_\omega}{1 + \text{Re}_t / \text{Re}_\omega} \right) \text{ com } \text{Re}_\omega = 2.95 \quad (2.59)$$

Deve-se notar que para elevados números de Reynolds, tem-se $\alpha = \alpha_\infty = 1$

2.9.5 Modelagem da dissipação de turbulência

Dissipação de k

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (2.60)$$

onde

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680 \chi_k^2}{1 + 400 \chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases} \quad (2.61)$$

com

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.62)$$

e

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (2.63)$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4} \right) \quad (2.64)$$

$$\zeta^* = 1.5 \quad R_\beta = 8 \quad \beta_\infty^* = 0.09 \quad (2.65)$$

Dissipação de ω

A dissipação de ω é dado por

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (2.66)$$

com

$$f_\beta = \frac{1 + 70\chi_\omega}{1 + 80\chi_\omega} \quad (2.67)$$

$$\chi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{ik}S_{ki}}{(\beta_\infty^*\omega)^3} \right| \quad (2.68)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.69)$$

$$\beta = \beta_i \left[1 + \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (2.70)$$

Constantes do modelo

$$\alpha_\infty^* = 1, \alpha_\infty = 0.52, \alpha_0 = 1/9, \beta_\infty^* = 0.09, \beta_i = 0.072, R_\beta = 8, R_k = 6, R_\omega = 2.95, \zeta^* = 1.5, M_{t0} = 0.25, \sigma_k = 2.0, \sigma_\omega = 2.0 \quad (2.71)$$

2.9.6 Condições de contorno na parede

As condições de contorno na parede para a equação de k nos modelos $k-\omega$ são tratadas da mesma maneira que as equações de k são tratadas quando os modelos melhorados de parede são usados nos modelos $k-\epsilon$.

Isto significa que todas as condições de contorno para a função de parede na malha corresponderão à aproximação da função de parede, enquanto para malhas refinadas, a subcamada limite será calculada.

No FLUENT o valor de ω na parede é especificado como:

$$\omega_\omega = \frac{\rho(u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (2.72)$$

O valor assintótico de ω^+ na subcamada laminar é dado por:

$$\omega^+ = \min \left(\omega_\omega^+, \frac{6}{\beta_\infty^* (y^+)^2} \right) \quad (2.73)$$

$$\omega^+ = \begin{cases} \left(\frac{50}{k_s^+}\right)^2 & k_s^+ < 25 \\ \frac{100}{k_s^+} & k_s^+ \geq 25 \end{cases} \quad (2.74)$$

$$k_s^+ = \max\left(1, \frac{\rho k_s u^*}{\mu}\right) \quad (2.75)$$

e k_s é a altura da rugosidade.

Na região logarítmica (ou turbulenta), o valor de ω^+ é:

$$\omega^+ = \frac{1}{\sqrt{\beta_\infty^*}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (2.76)$$

que conduz ao valor de ω nas células das paredes como:

$$\omega^+ = \frac{u^*}{\sqrt{\beta_\infty^*} \kappa y} \quad (2.77)$$

Deve-se notar que no caso da região de *buffer*, o FLUENT misturará ω^+ entre os valores de subcamada laminar e logarítmica.

2.10 O modelo Shear-Stress Transport (SST) k- ω

Em adição ao modelo k- ω padrão, o FLUENT provê uma variação chamada modelo SST k- ω , denominada desta maneira porque a definição de viscosidade turbulenta é modificada para levar em conta o transporte das tensões cisalhantes turbulentas principais. Esta característica dá ao modelo SST k- ω uma vantagem em termos de desempenho sobre o modelo k- ω padrão e o modelo k- ϵ padrão. Outras modificações incluem a adição de um termo de difusão cruzada na equação de ω e uma função de mistura para assegurar que as equações do modelo se comportem adequadamente tanto próximo quanto longe da parede.

Equações de transporte para o modelo k- ω SST

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.78)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.79)$$

Nestas equações, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido à velocidade média dos gradientes. G_ω representa a geração de ω . Γ_k e Γ_ω representam a difusividade efetiva de k e ω . Y_k e Y_ω representam a dissipação de k e ω devido à turbulência. S_k e S_ω são termos fonte. D_ω representa o termo de difusão cruzada.

2.10.1 Modelagem da difusividade efetiva

A difusividade efetiva é dada por:

$$\begin{aligned} \Gamma_k &= \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \\ \Gamma_\omega &= \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \end{aligned} \quad (2.80)$$

na qual σ_ω e σ_k são os números de Prandtl turbulento para ω e k . A viscosidade turbulenta é dada por:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{\Omega F_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (2.81)$$

onde

$$\Omega \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (2.82)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1-F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (2.83)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1-F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (2.84)$$

Ω_{ij} é o tensor médio da taxa de rotação. F_1 e F_2 são as funções de mistura, dadas por:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (2.85)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (2.86)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right] \quad (2.87)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (2.88)$$

$$\Phi_2 = \max \left[\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (2.89)$$

na qual y é a distância à superfície próxima e D_{ω}^+ é a porção positiva do termo de difusão cruzada.

2.10.2 Modelagem da produção de turbulência

Produção de k

O termo G_k representa a produção de energia cinética turbulenta.

Produção de ω

O termo G_{ω} representa a produção de ω e é dado por:

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (2.90)$$

Esta formulação é diferente do modelo $k-\omega$ padrão. Também há diferença como o α_{∞} é avaliado. No modelo $k-\omega$ padrão é constante e igual a 0.52. Para o modelo $k-\omega$ SST é dado por:

$$\alpha_{\infty} = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (2.91)$$

onde:

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (2.92)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (2.93)$$

2.10.3 Modelagem da dissipação de turbulência

Dissipação de k

O termo Y_k representa a dissipação da energia cinética turbulenta e é similar ao modelo k- ω padrão. A diferença está no modo de como o termo f_β é avaliado. Para o modelo k- ω SST, f_β é igual a 1. Assim,

$$Y_k = \rho \beta^* \omega^2 \quad (2.94)$$

Dissipação de ω

O termo Y_ω representa a dissipação da energia cinética turbulenta e é similar ao modelo k- ω padrão. A diferença está no modo de como os termos β_i e f_β são avaliados. Para o modelo k- ω SST, f_β é igual a 1. Assim,

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2 \quad (2.95)$$

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \beta_{i,2} \quad (2.96)$$

com

$$\beta_{i,1} = 0.075 \text{ e } \beta_{i,2} = 0.0828 \quad (2.97)$$

2.10.4 Modificação da difusão cruzada

O modelo k- ω SST é baseado nos modelos k- ϵ padrão e k- ω padrão. Para “misturar” estes dois modelos, o modelo k- ϵ foi transformado em equações baseadas em k e ω , que conduz à introdução do termo de difusão cruzada D_ω :

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.98)$$

Constantes do modelo

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \sigma_{\omega,1} = 2, \sigma_{\omega,2} = 1.168, a_1 = 0.31, \beta_{i,1} = 0.075 \text{ e } \beta_{i,2} = 0.0828 \quad (2.99)$$

2.11 Modelo das tensões de Reynolds

O modelo das tensões de Reynolds envolve cálculo das tensões de Reynolds individuais $\overline{u'_i u'_j}$ usando equações diferenciais de transporte. As tensões de Reynolds individuais são então usadas para obter o fechamento da equação de quantidade de movimento média de Reynolds.

A forma exata das equações de transporte das tensões de Reynolds pode ser derivada tomando-se o momento da equação de quantidade de movimento. Este é um processo como as equações exatas de quantidade de movimento são multiplicadas por uma propriedade flutuante; o produto então se torna o Reynolds médio. Contudo, vários termos na equação exata são desconhecidos e hipóteses de modelagem são requeridas a fim de fechar as equações.

As equações de transporte das tensões de Reynolds são:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = & -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p(\delta_{kj} \overline{u'_i} + \delta_{ik} \overline{u'_j}) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta}) & \quad (2.100) \\ + p \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_i} \right) - 2\mu \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} - 2\rho \Omega_k (\overline{u'_i u'_m} \varepsilon_{jkm} + \overline{u'_j u'_m} \varepsilon_{ikm}) + S \end{aligned}$$

Primeiro termo: Derivada de tempo local

Segundo termo: Convecção (C_{ij})

Terceiro termo: Difusão de turbulência (D_{T,ij})

Quarto termo: Difusão molecular (D_{L,ij})

Quinto termo: Produção de tensão (P_{ij})

Sexto termo: Produção de flutuação (G_{ij})

Sétimo termo: Deformação de pressão (φ_{ij})

Oitavo termo: Dissipação (ε_{ij})

Nono termo: Produção pelo sistema de rotação (F_{ij})

Décimo termo: Termo fonte definido pelo usuário

Vários destes termos não exigem qualquer modelagem (C_{ij}, D_{L,ij}, P_{ij} e F_{ij}).

Contudo, D_{T,ij}, G_{ij}, φ_{ij} e ε_{ij} precisam ser modelados para o fechamento das equações.

2.11.1 Modelagem do transporte difusivo turbulento

O modelo de D_{T,ij} adotado pelo FLUENT é dado por:

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \quad (2.101)$$

com σ_k = 0.82

2.11.2 Modelagem do termo de deformação pressão

Modelo linear deformação pressão

No FLUENT, inicialmente o termo ϕ_{ij} é modelado como:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} \quad (2.102)$$

O termo $\phi_{ij,1}$ é a deformação pressão lenta, também conhecido como termo de retorno à isotropia, $\phi_{ij,2}$ é chamado de termo de deformação pressão rápida e $\phi_{ij,w}$ é o termo de reflexão de parede.

O termo de deformação pressão lenta é:

$$\phi_{ij,1} \equiv -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left[\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right] \quad (2.103)$$

com $C_1 = 1.8$

O termo de deformação pressão rápido $\phi_{ij,2}$ é modelado como:

$$\phi_{ij,2} \equiv -C_2 \left[(P_{ij} + F_{ij} + G_{ij} - C_{ij}) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (P + G - C) \right] \quad (2.104)$$

com $C_2 = 0.60$ e

$$P = \frac{1}{2} P_{kk} \quad G = \frac{1}{2} G_{kk} \quad C = \frac{1}{2} C_{kk} \quad (2.105)$$

O termo de reflexão da parede $\phi_{ij,w}$ é responsável pela distribuição de tensões normais próximo à parede. Ele tende a amortecer as tensões normais na perpendicular da parede, enquanto intensifica as tensões paralelas à parede. Este termo é modelado como:

$$\begin{aligned} \phi_{ij,w} \equiv & C'_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u'_k u'_m n_k n_m} \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u'_i u'_k n_j n_k} - \frac{3}{2} \overline{u'_j u'_k n_i n_k} \right) \frac{k^{3/2}}{C_1 \varepsilon d} \\ & + C'_2 \left(\phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \phi_{ik,2} n_j n_k - \frac{3}{2} \phi_{jk,2} n_i n_k \right) \frac{k^{3/2}}{C_1 \varepsilon d} \end{aligned} \quad (2.106)$$

onde $C'_1 = 0.5$, $C'_2 = 0.3$, n_k é o x_k componente da normal unitária da parede, d é a distância normal a parede e $C_1 = C_\mu^{3/4} / \kappa$ com $C_\mu = 0.09$ e $\kappa = 0.4187$. $\phi_{ij,w}$ é incluído por *default* no modelo das tensões de Reynolds.

2.11.3 Modificações de baixo número de Reynolds para o modelo linear de deformação pressão

Quando o RSM é aplicado em escoamentos próximo à parede usando o

tratamento melhorado de parede, os modelos de deformação pressão precisam ser modificados. A modificação usada no FLUENT especifica os valores de C_1 , C_2 , C'_1 e C'_2 como funções das invariantes das tensões de Reynolds e o número de Reynolds turbulento:

$$C_1 = 1 + 2.58A\sqrt{A_2} \left\{ 1 - \exp\left[-(0.0067 \text{Re}_t)^2\right] \right\} \quad (2.107)$$

$$C_2 = 0.75\sqrt{A} \quad (2.108)$$

$$C'_1 = -\frac{2}{3}C_1 + 1.67 \quad (2.109)$$

$$C'_2 = \max\left[\frac{\frac{2}{3}C_2 - \frac{1}{6}}{C_2}, 0\right] \quad (2.110)$$

com o número de Reynolds turbulento definido como $\text{Re}_t = (\rho k^2 / \mu \varepsilon)$. O parâmetro A e as invariantes do tensor A_2 e A_3 são definidas como:

$$A \equiv \left[1 - \frac{9}{8}(A_2 - A_3) \right] \quad (2.111)$$

$$A_2 \equiv a_{ik} a_{ki} \quad (2.112)$$

$$A_3 \equiv a_{ik} a_{kj} a_{ji}$$

a_{ij} é o tensor anisotrópico das tensões de Reynolds, definido como:

$$a_{ij} = \left(\frac{-\rho \overline{u'_i u'_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}}{\rho k} \right) \quad (2.113)$$

2.11.4 Modelo de deformação pressão quadrático

Este modelo, opcional no FLUENT, tem demonstrado desempenho superior em uma gama de escoamentos cisalhantes básicos, incluindo deformações planas, cisalhamentos planos girantes e contração/expansão assimétrica. Esta melhor

acurácia deve ser benéfica para uma maior classe de escoamentos complexos de engenharia, particularmente aqueles com curvaturas nas linhas de corrente.

Este modelo é escrito como:

$$\begin{aligned} \phi_{ij} = & -(C_1 \rho \varepsilon + C_1^* P) b_{ij} + C_2 \rho \varepsilon \left(b_{ik} b_{kj} - \frac{1}{3} b_{mn} b_{mn} \delta_{ij} \right) \\ & + \left(C_3 - C_3^* \sqrt{b_{ij} b_{ij}} \right) \rho k S_{ij} + C_4 \rho k \left(b_{ik} S_{jk} + b_{jk} S_{ik} - \frac{2}{3} b_{mn} S_{mn} \delta_{ij} \right) \\ & + C_5 \rho k (b_{ik} \Omega_{jk} + b_{jk} \Omega_{ik}) \end{aligned} \quad (2.114)$$

onde b_{ij} é o tensor anisotrópico das tensões de Reynolds:

$$b_{ij} = - \left(\frac{-\rho \overline{u'_i u'_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}}{2 \rho k} \right) \quad (2.115)$$

e a taxa média de deformação:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.116)$$

e o tensor de rotação médio:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.117)$$

As constantes são:

$$C_1 = 3.4, C_1^* = 1.8, C_2 = 0.8, C_3^* = 1.3, C_4 = 1.25 \text{ e } C_5 = 0.4 \quad (2.118)$$

O modelo de deformação pressão quadrático não requer uma correção para levar em conta o efeito de reflexão de parede a fim de obter uma solução satisfatória na região logarítmica da camada limite turbulenta.

2.11.5 Efeitos da flutuação na turbulência

Os termos de produção devido à flutuação são modelados como:

$$G_{ij} = \beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(g_i \frac{\partial T}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.119)$$

no qual Pr_t é o número de Prandtl turbulento com valor de 0.85

2.11.6 Modelagem da energia cinética turbulenta

Em geral, quando se necessita empregar a energia cinética turbulenta para

modelar algum termo, ela é obtida tomando-se o traço do tensor das tensões de Reynolds:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (2.120)$$

Uma opção do FLUENT resolve as equações de transporte para a energia cinética turbulenta a fim de obter condições de contorno para as tensões de Reynolds. Neste caso, a seguinte equação é usada:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{1}{2}(P_{ii} + G_{ii}) - \rho \varepsilon (1 + 2M_t^2) + S_k \quad (2.121)$$

onde $\sigma_k = 0.82$ e S_k é o termo definido pelo usuário. Apesar desta equação ser resolvido globalmente através do escoamento de todo o domínio, o valor de k são usados apenas para as condições de contorno.

2.11.7 Modelagem da taxa de dissipação

O tensor de dissipação é modelado como:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho \varepsilon + Y_M) \quad (2.122)$$

onde

$$Y_M = 2 \rho \varepsilon M_t^2 \quad (2.123)$$

que é um termo adicional da dilatação da dissipação.

O número de Mach turbulento é dado por:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (2.124)$$

onde a é a velocidade do som. Esta modificação de compressibilidade é sempre levada em conta quando a forma compressível da lei de gás ideal é usada.

A taxa de dissipação escalar ε é computada com o modelo de transporte semelhante à empregada pelo modelo k - ε padrão:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{1}{2} [P_{ii} + C_{3\varepsilon} G_{ii}] \frac{\varepsilon}{k} \\ & - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (2.125)$$

onde $\sigma_\varepsilon = 1.0$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$ e S_ε é termo fonte.

2.11.8 Modelagem da viscosidade turbulenta

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.126)$$

com $C_\mu = 0.09$

2.11.9 Condições de contorno para as tensões de Reynolds

Quando o escoamento entra o volume de controle, o FLUENT requer valores para as tensões de Reynolds individuais, $\overline{u'_i u'_j}$ e para a taxa de dissipação turbulenta ε . Estas quantidades podem ser diretamente colocadas ou derivadas da intensidade turbulenta e comprimentos característicos.

Nas paredes, o FLUENT computa os valores próximos à parede das tensões de Reynolds e ε das funções de parede. O FLUENT aplica condições de parede explícitas para as tensões de Reynolds pelo uso da lei logarítmica e hipótese de equilíbrio, desconsiderando convecção e difusão nas equações de transporte para as tensões.

Usando um sistema de coordenadas locais, onde τ é uma coordenada tangencial, η é a coordenada normal e λ é a coordenada binormal, as tensões de Reynolds nas células adjacentes à parede são calculadas como:

$$\frac{\overline{u'^2_\tau}}{k} = 1.098, \quad \frac{\overline{u'^2_\eta}}{k} = 0.247, \quad \frac{\overline{u'^2_\lambda}}{k} = 0.655 \quad \text{e} \quad -\frac{\overline{u'_\tau u'_\eta}}{k} = 0.255 \quad (2.127)$$

Para obter k , o FLUENT resolve a equação de transporte (3.119). Por razões de conveniência computacional, a equação é resolvida globalmente, embora os valores de k sejam necessários apenas próximo à parede.

Alternativamente, as tensões de Reynolds podem ser explícitas em termos das tensões de cisalhamento na parede.

$$\frac{\overline{u'^2_\tau}}{u_\tau^2} = 5.1, \quad \frac{\overline{u'^2_\eta}}{u_\tau^2} = 1.0, \quad \frac{\overline{u'^2_\lambda}}{u_\tau^2} = 2.3 \quad \text{e} \quad -\frac{\overline{u'_\tau u'_\eta}}{u_\tau^2} = 1.0 \quad (2.128)$$

onde u_τ é a velocidade de atrito definida por $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$ e τ_w é a tensão de cisalhamento na parede.

CAPÍTULO 3

SIMULAÇÃO DE CASO DA LITERATURA

Para a verificação da correta utilização do programa FLUENT quanto à entrada de dados, representação adequada das condições de contorno e validação do processo de simulação, foi realizada simulação utilizando-se estudo de caso da literatura. Foi repetida simulação realizada por Teodosiu et al. (2000), em que o fornecimento de ar no ambiente é feito por um único difusor colocado junto ao teto e exaustão na parte inferior da sala.

No trabalho de Teodosiu et al. (2000) foi utilizado o programa FLUENT com uma variante do modelo de turbulência $k-\epsilon$ padrão. Naquele trabalho as diferenças máximas foram de 3,5 % entre os resultados obtidos via FLUENT e os medidos em laboratório, constituindo-se em ótima concordância.

3.1 Geometria do problema

O ambiente simulado possui as dimensões de 3,1 x 3,1 x 2,5 m. O difusor tem tamanho de 0,45 x 0,45 x 0,10 m e está a 0,16 m do teto. A grelha tem 0,25 x 0,02 m e está centralizada na saída do difusor. Na saída do ar há um tubo de 0,08 m de diâmetro e 4,00 m de comprimento (no ambiente real este conduto não existe, mas na simulação, para aplicar a condição de contorno na saída de fluxo de massa constante, o perfil de velocidade deve estar completamente desenvolvido).

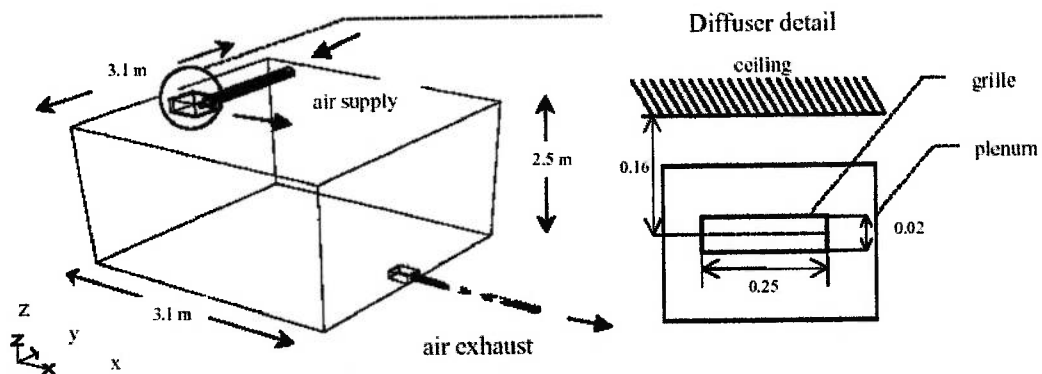


Figura 3-1 Dimensões da sala e detalhe da grelha (Teodosiu, 2000).

3.2 Malhas utilizadas na simulação

No presente trabalho uma malha tetraédrica e outra hexaédrica foram empregadas na simulação. Deve-se ressaltar que no trabalho de Teodosiu et al. (2000) apenas a malha tetraédrica é utilizada.

Em uma malha tetraédrica com prismas junto à parede, o número total de elementos gerado foi de 449952, que pode ser vista na Figura 3-2.

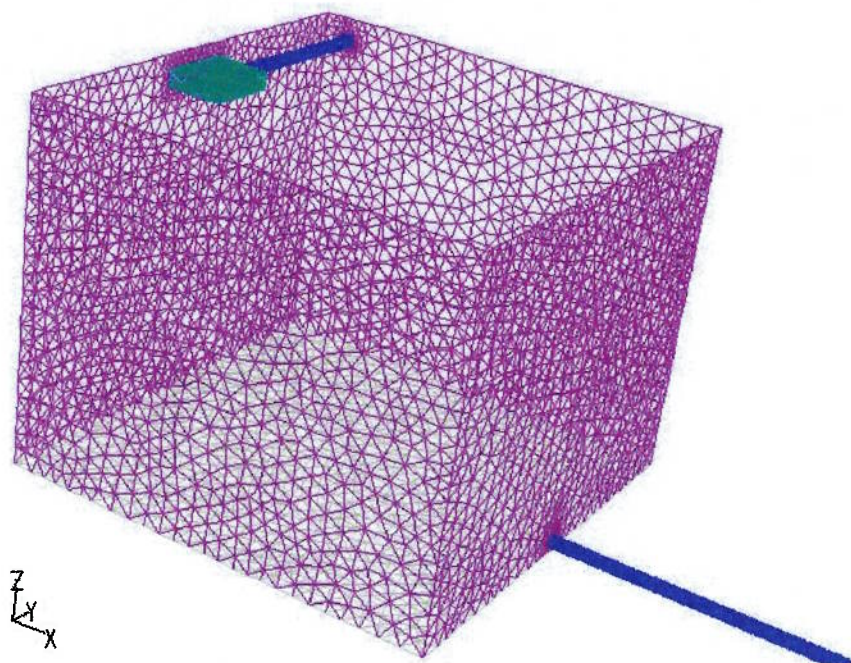


Figura 3-2 Paredes da sala com a malha superficial gerada.

O emprego de prismas junto à parede é necessário para que seja possível calcular a camada limite adequadamente, sem o emprego de funções de parede.

3.3 Condições de contorno

O fluido do escoamento utilizado foi o ar atmosférico. A gravidade foi levada em consideração com valor de $9,8 \text{ m/s}^2$ na direção perpendicular ao piso. O modelo empregado para representar a convecção natural foi o de Boussinesq, com densidade para o ar de $1,18 \text{ kg/m}^3$ e coeficiente de expansão térmica igual a 10^{-5} K^{-1} . Outros valores empregados assim como os tipos de condições de contorno foram:

Entrada de ar quente: Velocidade perpendicular ao plano com magnitude equivalente à vazão volumétrica de 2 salas/h, temperatura de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, intensidade turbulenta 4,8 % e diâmetro hidráulico 0,08 m;

Teto: Parede com temperatura constante de $21,7 \text{ }^\circ\text{C}$;

Piso: Parede com temperatura constante de 19,6 °C;

Paredes laterais, difusor e conduto de saída: paredes com fluxo de calor nulo;

Saída: Fluxo de massa constante (massa de ar da saída é igual à massa de ar da entrada);

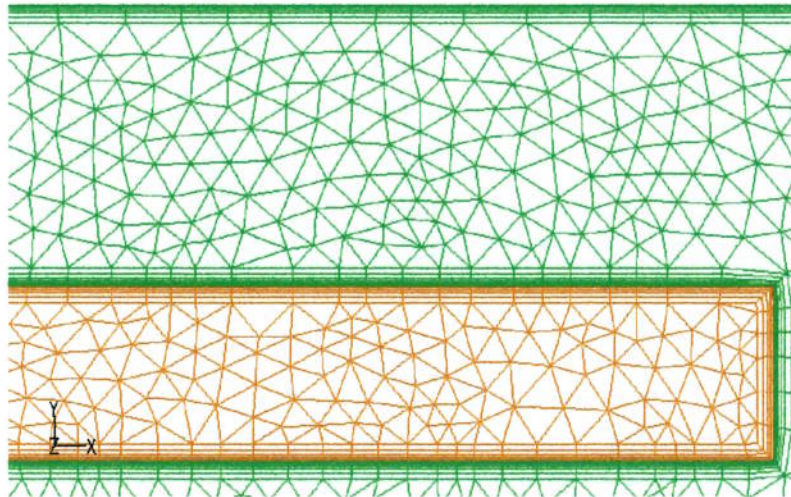


Figura 3-3 Detalhe das camadas de prisma no difusor e ao redor (corte no plano central).

A outra malha gerada (hexaédrica com 239842 elementos) pode se vista na Figura 3-4.

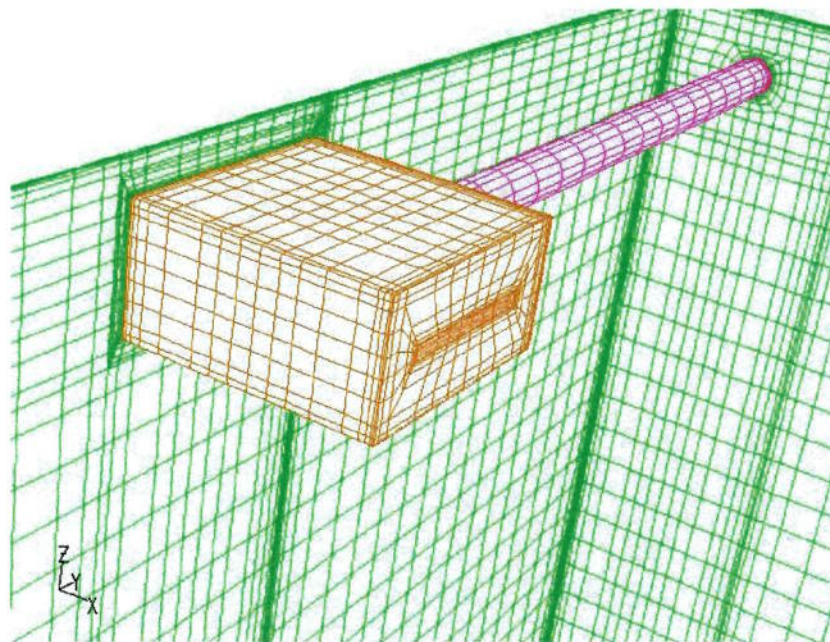


Figura 3-4 Difusor e duto de entrada da malha hexaédrica.

3.4 Modelo de turbulência

O modelo escolhido para a simulação foi o modelo k- ϵ realizável com as constantes padrão do FLUENT. No tratamento próximo à parede foi empregado o modelo de duas camadas, ou seja, junto à parede quando o número de Reynolds for menor que 200, o modelo empregado é o de uma equação e fora deste limite o modelo k- ϵ é normalmente empregado nos cálculos.

3.5 Outras informações relevantes

As ferramentas matemáticas adotadas no programa de simulação foram à integração explícita segregada, termos de difusão centralmente diferenciados em segunda ordem, esquema de segunda ordem à jusante para termos convectivos e para o acoplamento pressão velocidade foi empregado o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*). O SIMPLE, algoritmo desenvolvido por Patankar e Spalding apud Versteeg e Malalasekera (1995), é essencialmente um procedimento preditivo corretivo para o cálculo do campo de pressões. A convergência dos cálculos ocorre quando a velocidade média dos pontos da linha de $x = 2,67$ m não se altera mais (ver Figura 3-5). Na Tabela 4.1 são apresentados os esquemas numéricos empregados.

Tabela 3-1 Quadro dos esquemas numéricos empregados.

Equação	Esquema
Pressão	<i>Segunda ordem</i>
Acoplamento pressão-velocidade	<i>SIMPLE</i>
Quantidade de movimento	<i>Segunda ordem upwind</i>
Energia cinética turbulenta	<i>Segunda ordem upwind</i>
Taxa de dissipação turbulenta	<i>Segunda ordem upwind</i>
Energia	<i>Segunda ordem upwind</i>

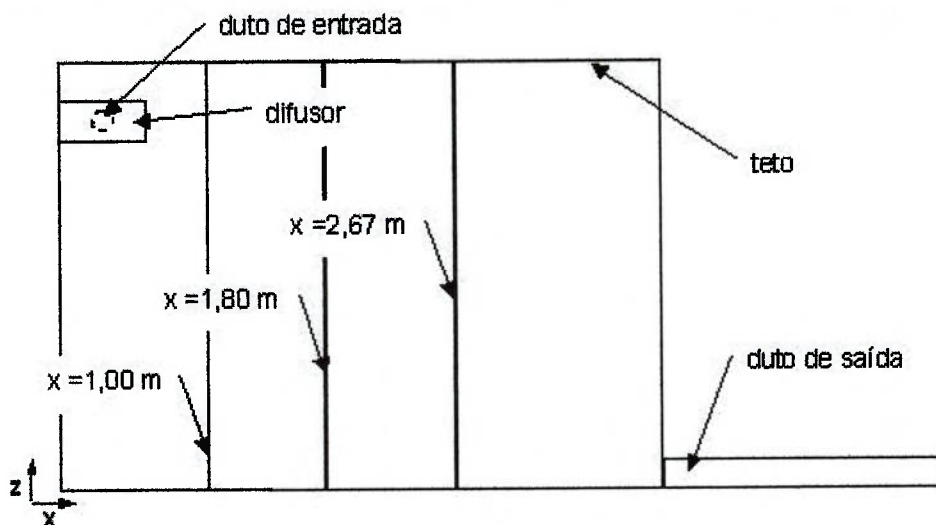


Figura 3-5 Representação esquemática (sem escala) das posições das linhas.

3.6 Resultados e análises

Os resultados obtidos na simulação e a comparação com os resultados numéricos e experimentais apresentados em Teodosiu et al (2000) são apresentados nas Tabela 3-2 a Tabela 3-7.

Tabela 3-2 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,00$ m (temperatura).

Posição dos dados $x = 1.00$ m					
posição (m)	TEMPERATURA (° C)				
	Artigo	Validação			
	experimental	Tetragonal	diferença	Hexagonal	diferença
0,00	19,6	19,6	0,1%	19,6	0,1%
0,34	20,2	21,1	4,6%	21,8	7,9%
0,44	20,3	21,2	4,4%	21,9	7,9%
0,74	20,5	21,2	3,6%	22,0	7,5%
0,84	20,5	21,2	3,5%	22,0	7,3%
1,14	21,0	21,2	1,0%	22,0	4,9%
1,24	21,2	21,2	0,3%	22,0	4,1%
1,34	21,3	21,2	0,4%	22,0	3,5%
1,45	21,4	21,2	0,9%	22,0	2,9%
1,74	21,7	21,2	2,2%	22,1	1,7%
1,84	21,7	21,2	2,2%	22,1	1,7%
1,94	21,8	21,2	2,7%	22,1	1,3%
2,04	21,8	21,3	2,6%	22,1	1,3%
2,14	21,8	21,3	2,2%	22,1	1,3%
2,24	22,5	21,6	4,2%	22,2	1,2%
2,35	24,7	21,9	11,2%	23,2	6,1%
2,43	24,7	22,0	10,7%	22,5	8,7%
2,50	21,7	21,8	0,2%	22,0	1,1%

Tabela 3-3 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,80$ m (temperatura).

Posição dos dados $x = 1.80$ m					
posição (m)	TEMPERATURA (° C)				
	Artigo	Validação			
	experimental	Tetragonal	diferença	Hexagonal	diferença
0,00	19,7	19,6	0,7%	19,6	0,7%
0,24	20,2	21,2	5,0%	22,1	9,1%
0,34	20,3	21,2	4,8%	22,1	8,9%
0,44	20,4	21,2	4,2%	22,1	8,3%
0,74	20,8	21,2	2,0%	22,0	6,1%
0,84	20,9	21,2	1,3%	22,0	5,3%
1,15	21,1	21,2	0,4%	21,9	3,9%
1,25	21,2	21,2	0,1%	21,9	3,4%
1,75	21,7	21,2	1,9%	22,0	1,5%
1,83	21,8	21,2	2,4%	22,0	1,0%
1,95	21,7	21,2	2,2%	22,0	1,3%
2,05	21,8	21,3	2,6%	22,0	0,9%
2,15	22,0	21,3	2,9%	22,1	0,6%
2,24	22,6	21,5	4,9%	22,3	1,4%
2,35	23,5	21,8	7,4%	22,5	4,1%
2,44	24,2	21,9	9,6%	22,5	7,2%
2,50	21,7	21,8	0,6%	22,1	2,1%

Tabela 3-4 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 2,67$ m (temperatura).

Posição dos dados $x = 2.67$ m					
posição (m)	TEMPERATURA (° C)				
	Artigo	Validação			
	experimental	Tetragonal	diferença	Hexagonal	diferença
0,00	20,0	19,6	2,0%	19,6	2,0%
0,24	20,3	21,3	4,8%	22,1	8,7%
0,34	20,3	21,2	4,6%	22,1	8,7%
0,44	20,4	21,2	3,8%	22,0	7,9%
0,75	20,6	21,2	2,7%	22,0	6,9%
0,84	20,6	21,2	2,7%	22,0	6,8%
1,14	21,3	21,2	0,6%	22,0	3,3%
1,24	21,4	21,2	1,1%	22,0	2,7%
1,34	21,5	21,2	1,4%	22,0	2,3%
1,45	21,6	21,2	1,7%	22,0	2,0%
1,74	21,8	21,2	2,5%	22,0	1,0%
2,04	21,9	21,3	2,8%	22,0	0,8%
2,14	22,2	21,3	3,8%	22,1	0,1%
2,24	22,6	21,4	5,1%	22,3	1,5%
2,35	23,1	21,6	6,4%	22,4	3,2%
2,43	23,5	21,8	7,4%	22,4	4,7%
2,50	21,7	21,8	0,2%	22,1	1,7%

Tabela 3-5 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,00$ m (velocidade).

Posição dos dados $x = 1.00$ m					
posição (m)	VELOCIDADE (m/s)				
	Artigo	Validação			
	experimental	Tetragonal	diferença	Hexagonal	diferença
0,00	0,00	0,00	0,0%	0,00	0,0%
0,36	0,00	0,05	> 30 %	0,08	> 30 %
0,46	0,00	0,05	> 30 %	0,07	> 30 %
0,76	0,01	0,05	> 30 %	0,07	> 30 %
0,86	0,01	0,06	> 30 %	0,07	> 30 %
1,16	0,01	0,06	> 30 %	0,07	> 30 %
1,27	0,01	0,06	> 30 %	0,08	> 30 %
1,37	0,02	0,06	> 30 %	0,08	> 30 %
1,47	0,05	0,06	16,3%	0,08	> 30 %
1,77	0,07	0,06	19,9%	0,08	5,9%
1,86	0,07	0,06	22,1%	0,08	6,0%
1,97	0,09	0,06	> 30 %	0,08	12,2%
2,07	0,07	0,06	19,2%	0,08	8,2%
2,17	0,07	0,17	> 30 %	0,08	11,4%
2,27	0,33	0,41	23,1%	0,44	> 30 %
2,37	1,31	0,63	> 30 %	1,53	16,1%
2,46	1,00	0,56	> 30 %	0,31	> 30 %
2,50	0,01	0,23	> 30 %	0,11	> 30 %

Tabela 3-6 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 1,80$ m (velocidade).

Posição dos dados $x = 1.80$ m					
posição (m)	VELOCIDADE (m/s)				
	Artigo	Validação			
	experimental	Tetragonal	diferença	Hexagonal	diferença
0,00	0,00	0,00	> 30 %	0,00	> 30 %
0,26	0,01	0,07	> 30 %	0,06	> 30 %
0,36	0,01	0,05	> 30 %	0,04	> 30 %
0,46	0,01	0,04	> 30 %	0,03	> 30 %
0,76	0,00	0,04	> 30 %	0,06	> 30 %
0,86	0,00	0,03	> 30 %	0,07	> 30 %
1,16	0,00	0,03	> 30 %	0,09	> 30 %
1,26	0,00	0,03	> 30 %	0,09	> 30 %
1,76	0,06	0,04	26,7%	0,06	5,0%
1,85	0,06	0,05	28,4%	0,06	1,8%
1,97	0,06	0,05	22,1%	0,07	5,3%
2,07	0,05	0,08	> 30 %	0,08	> 30 %
2,17	0,09	0,18	> 30 %	0,15	> 30 %
2,27	0,32	0,35	11,0%	0,47	> 30 %
2,37	0,89	0,52	> 30 %	0,73	18,2%
2,46	1,27	0,57	> 30 %	0,61	> 30 %
2,50	0,00	0,30	> 30 %	0,36	> 30 %

Tabela 3-7 Comparação dos dados obtidos na simulação para $x = 2,67$ m (velocidade).

Posição dos dados $x = 2,67$ m					
posição (m)	VELOCIDADE (m/s)				
	Artigo	Validação			
	experimental	Tetragonal	diferença	Hexagonal	diferença
0,00	0,00	0,00	0,0%	0,00	0,0%
0,26	0,00	0,06	> 30 %	0,05	5,9%
0,35	0,01	0,03	> 30 %	0,04	> 30 %
0,45	0,01	0,03	> 30 %	0,04	29,4%
0,76	0,00	0,06	> 30 %	0,06	3,1%
0,86	0,00	0,07	> 30 %	0,06	6,7%
1,16	0,02	0,10	> 30 %	0,07	28,7%
1,26	0,04	0,10	> 30 %	0,07	25,1%
1,36	0,05	0,08	> 30 %	0,07	13,4%
1,46	0,04	0,08	> 30 %	0,07	7,0%
1,76	0,03	0,05	> 30 %	0,08	> 30 %
2,07	0,04	0,05	> 30 %	0,12	> 30 %
2,17	0,10	0,07	28,0%	0,23	> 30 %
2,27	0,27	0,21	21,2%	0,37	> 30 %
2,37	0,60	0,57	5,4%	0,50	12,4%
2,46	0,93	0,90	3,0%	0,56	> 30 %
2,50	0,00	0,00	0,0%	0,11	> 30 %

Para uma melhor visualização dos resultados de simulação são apresentados os gráficos comparativos (Figura 3-6 até Figura 3-11) entre os resultados de simulação obtidos no presente trabalho e aqueles apresentados por Teodosiu et al. (2000).

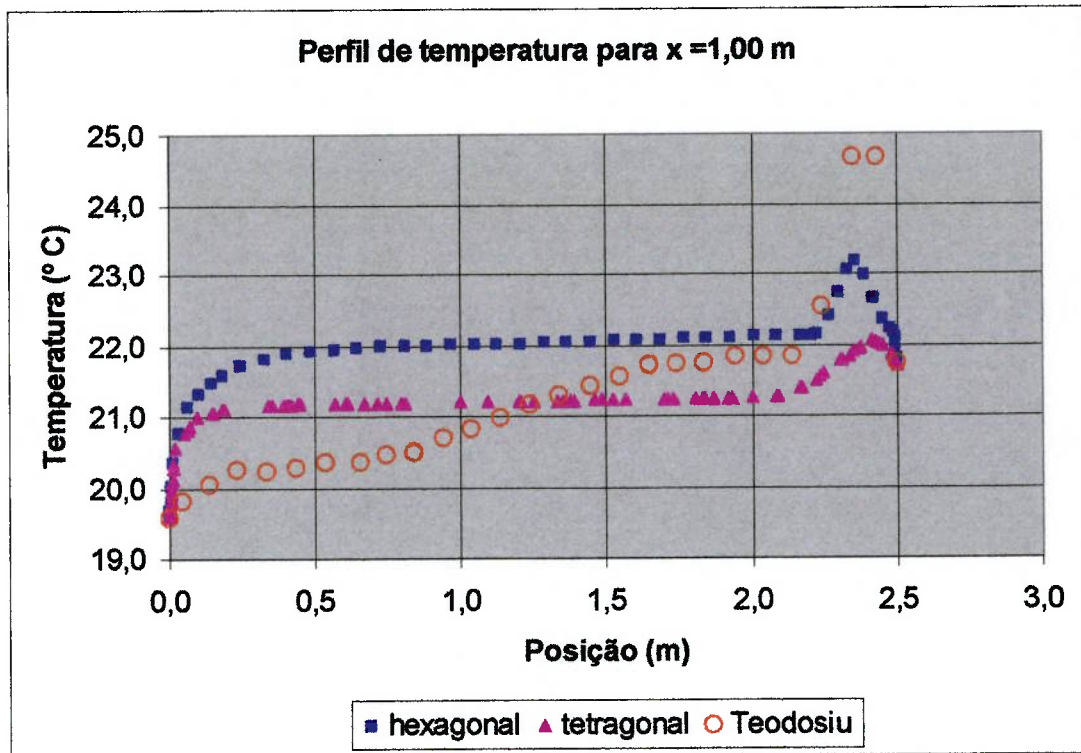


Figura 3-6 Perfil de temperatura para x = 1,00 m.

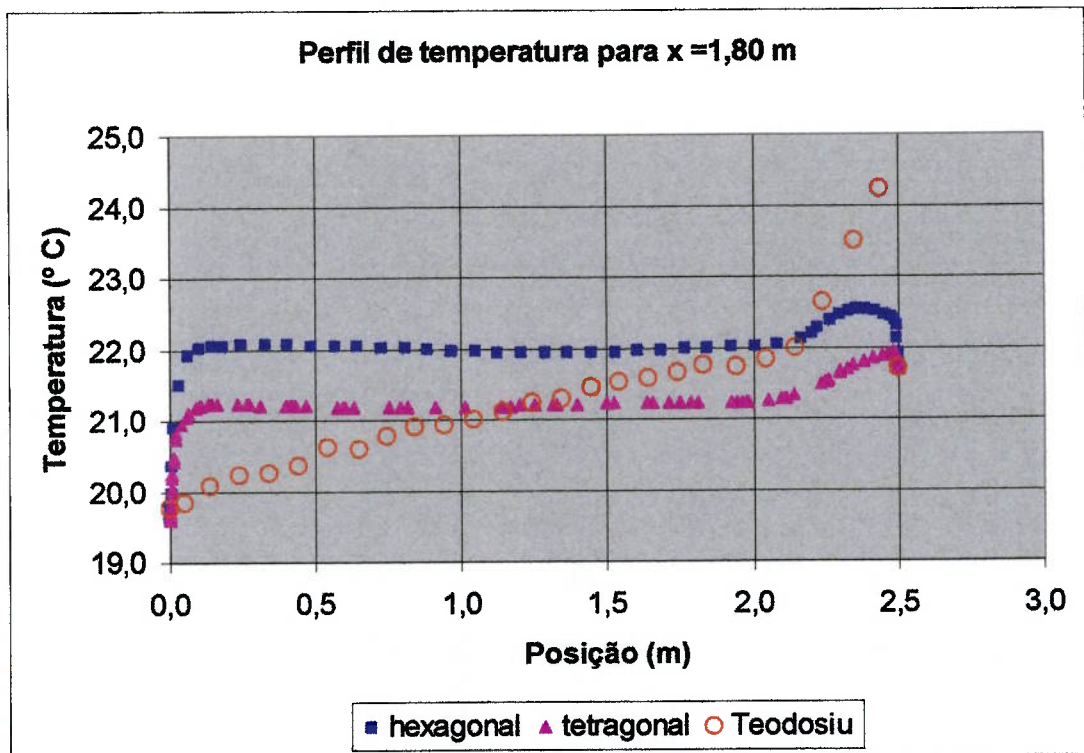


Figura 3-7 Perfil de temperatura para x = 1,80 m.

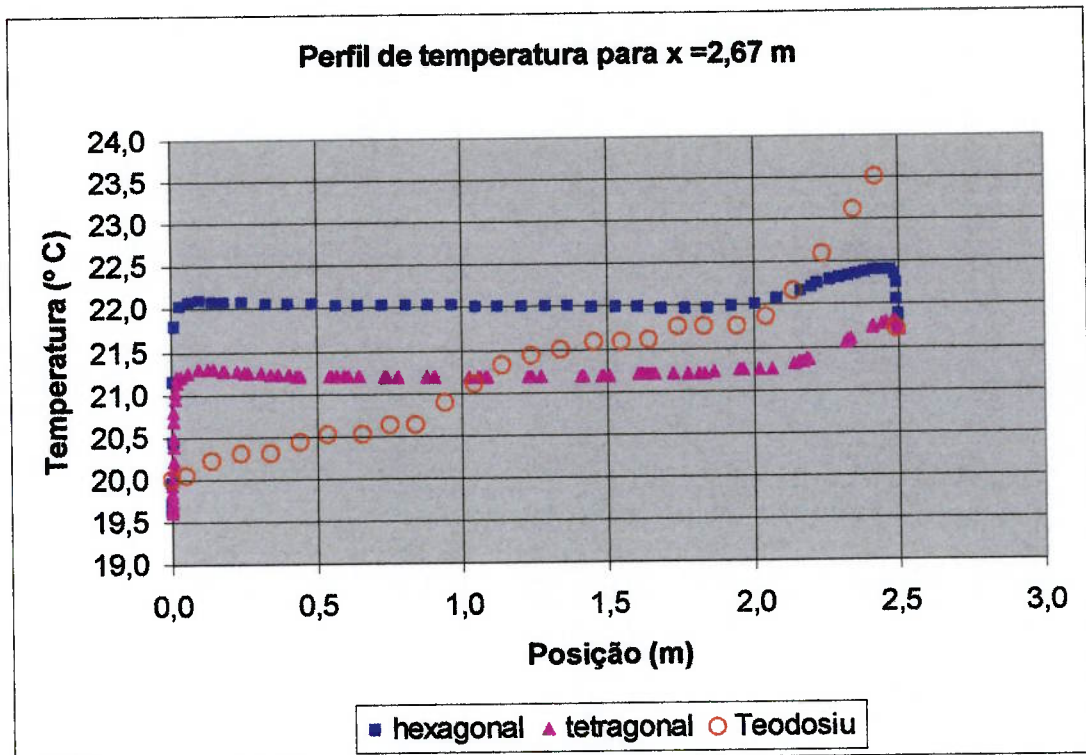


Figura 3-8 Perfil de temperatura para x = 2,67 m.

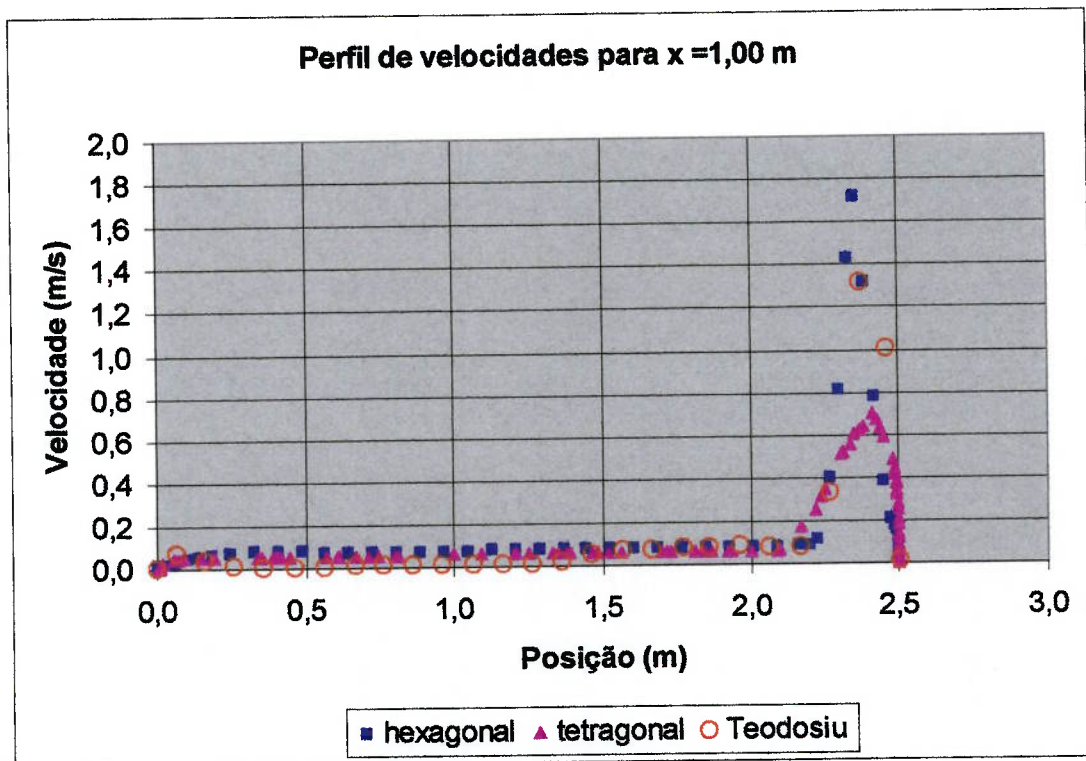


Figura 3-9 Perfil de velocidade para x = 1,00 m.

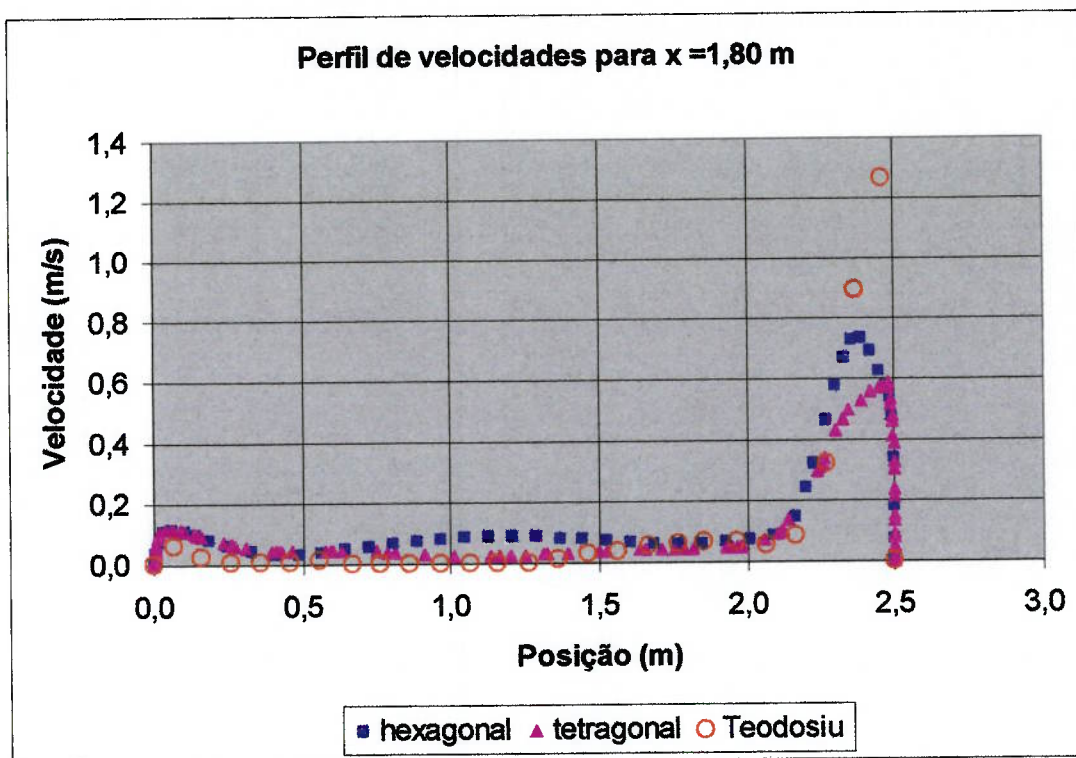


Figura 3-10 Perfil de velocidade para x = 1,80 m.

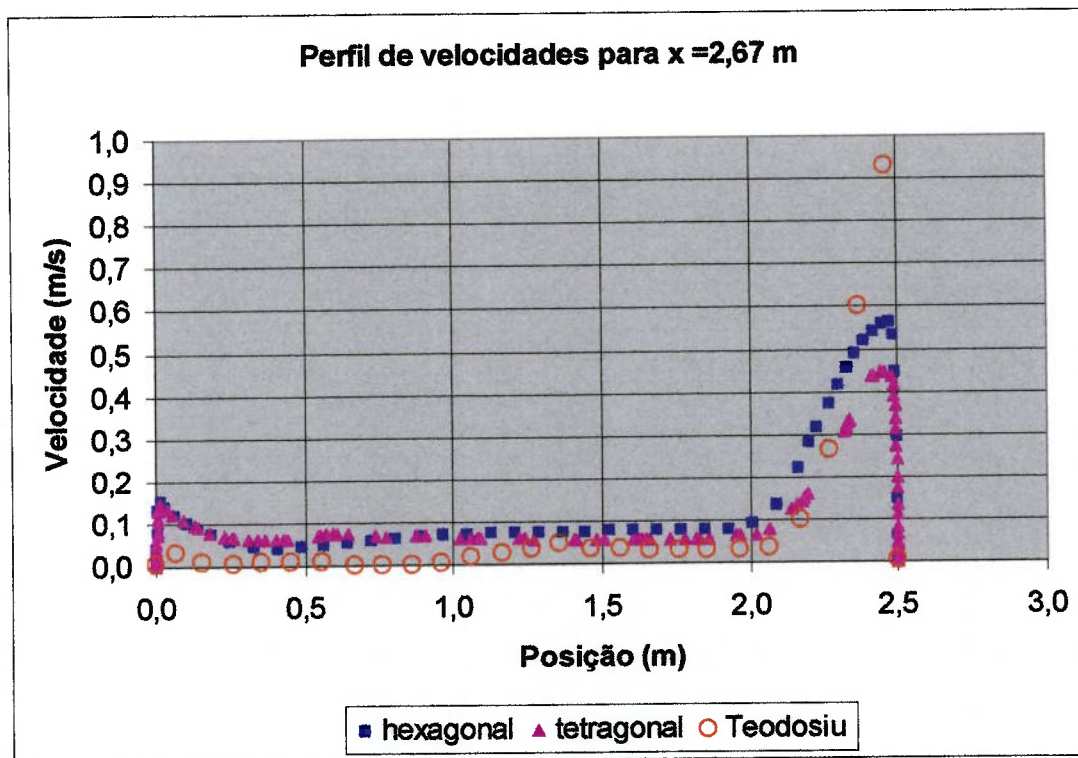


Figura 3-11 Perfil de velocidade para x = 2,67 m.

Da análise dos resultados apresentados verifica-se que:

a) Os valores de temperaturas obtidos nas simulações realizadas no presente trabalho apresentam diferenças com relação aos valores de Teodosiu et al. (2000) de até 11,2 % (para a malha tetraédrica) e 10,1 % (para a malha hexaédrica). E, mesmo que os resultados pudessem ser considerados aceitáveis, os perfis de temperaturas não apresentam valores próximos dos perfis experimentais obtidos por Teodosiu et al (2000).

b) Quanto às velocidades, estas apresentam diferenças maiores em relação ao experimento realizado por Teodosiu et al. (2000), embora os perfis de velocidades obtidos no presente trabalho se aproximem da curva experimental de Teodosiu et al. (2000) no trecho de $x = 0$ m até $x = 2,00$ m.

c) Na comparação entre os pontos experimentais e os pontos simulados neste trabalho, o erro foi superior a 30 %. Além disto, o comportamento para o perfil de velocidades acima de $x = 2,00$ m possui diferenças em relação ao perfil experimental. Isto indica que a geometria próxima ao difusor não está adequadamente modelada, o que compromete os dados simulados para o campo de velocidades (pelo erro maior que 30 %) embora não os invalide, pois o perfil de velocidades simulado ainda possui o formato da curva do perfil experimental (no trecho $x > 2,00$ m).

Uma possível explicação para estas diferenças está no fato de que, embora a simulação realizada por Teodosiu et al. (2000) trate de um caso simples de escoamento em ambientes ventilados, o artigo está ambíguo e falta uma melhor ilustração das dimensões do difusor e do número de elementos na malha apresentada. Outro fator que poderia contribuir é um refinamento inadequado junto à parede do teto. O y^+ para o teto, para o caso da malha tetraédrica é no máximo 0,3 e para o caso da malha hexaédrica é 1,2.

Uma outra dificuldade é avaliar se mesmo empregando-se o modelo apresentado na literatura, não há outros ajustes mais finos na própria simulação que conduzam a resultados melhores e que podem não ter sido apresentados no artigo.

CAPÍTULO 4

SIMULAÇÃO DO LABORATÓRIO

A descrição do estudo realizado, assim como a metodologia adotada, é de fundamental importância para um entendimento adequado do escopo do trabalho. Assim, inicialmente são apresentadas as características do laboratório, objeto de estudo deste trabalho, para em seguida se detalhar a forma como o assunto será abordado.

4.1 O laboratório com insuflamento de ar frio pelo piso

O Laboratório, instalado no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP (Leite, 2003), apresentado esquematicamente na Figura 4-1, possui uma área de 33 m² contendo três estações de trabalho completas, com dimensões compatíveis com o padrão de ocupação brasileiro, sendo duas com 4 m² e uma com 8 m², delimitadas por divisórias removíveis de alturas $h=1,20$ m e/ou $h=1,60$ m; cadeiras; mesas com equipamentos (computadores, impressoras, etc.), apresentados na Figura 4-1.

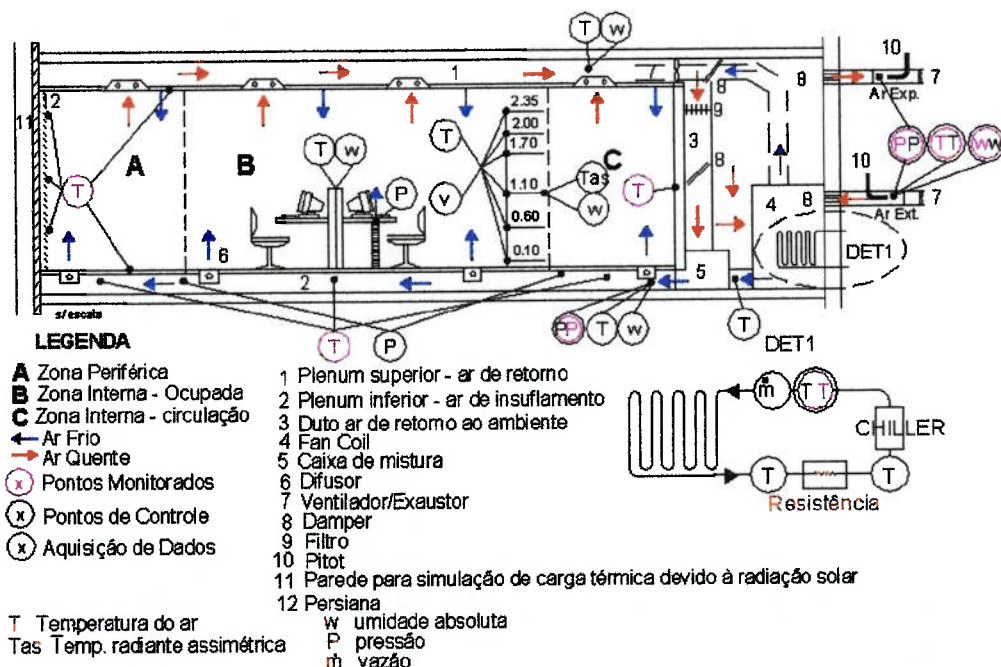


Figura 4-1 Corte esquemático do laboratório (Leite, 2003).

Nesse espaço estão instalados três difusores de mesa e um de piso na estação

de trabalho maior, um difusor de mesa e um de piso nas outras duas estações, nove difusores de piso para as áreas de circulação e nove difusores de piso para a zona periférica (Figura 4-2).

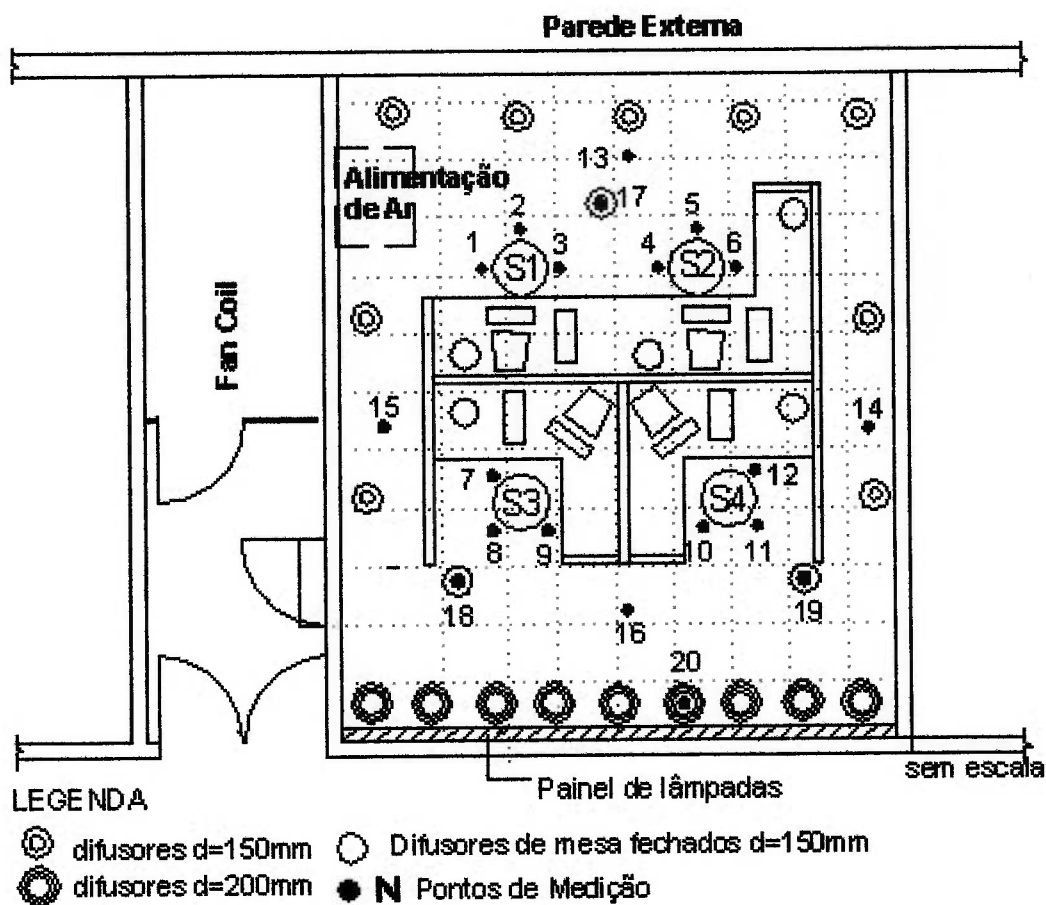


Figura 4-2 Disposição dos pontos de medição, simuladores e difusores (Leite, 2003).

Todas as paredes e lajes que limitam o espaço total do laboratório têm isolamento térmico, tanto para que não ocorram trocas térmicas entre o ambiente interno e o externo e assim se possam atingir condições de ensaio em regime permanente (requisito necessário à execução do procedimento experimental), quanto para corresponder às condições reais dos ambientes de escritórios, onde praticamente não ocorrem trocas de calor entre ambientes separados por divisórias.

As fontes internas de calor empregadas no laboratório são simuladores, iluminação, painel de lâmpadas, microcomputadores e monitores de vídeo. As respectivas cargas térmicas estão representadas na Tabela 4-1. Maiores detalhes do laboratório podem ser encontrados em Leite (2003).

Tabela 4-1 Cargas térmicas do laboratório (Leite, 2003).

Tipo de carga térmica	Potência dissipada
Quatro microcomputadores	390,4 W
Quatro simuladores – pessoas em atividade leve	399,6 W
16 lâmpadas fluorescentes com reatores eletrônicos	696 W
80 lâmpadas incandescentes, para simular a radiação solar em superfície envidraçada	2723,1 W
Total	4209,1 W
Carga interna	121,00 W/m²

4.2 Hipóteses adotadas

Na simplificação do problema e na posterior elaboração da modelagem, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- escoamento turbulento em regime permanente – os monitores de vídeo, o painel de lâmpadas, a iluminação e os simuladores permanecem ligados durante todo o tempo, o que faz com que não haja variações significativas tanto na carga térmica quanto nas condições de contorno. Esta hipótese se aproxima do caso real, além de simplificar as equações físicas;
- Fluxo de calor constante e uniformemente distribuído nos monitores, simuladores e painel de lâmpadas – trata-se de especificar adequadamente a condição de contorno de carga térmica para a ferramenta computacional;
- Radiação térmica devido à insolação (representada pelo painel de lâmpadas) não é considerada, ou seja, a radiação não está no domínio de simulação – ao invés disto é considerado apenas transferência de calor por convecção e condução, para simplificação do modelo. Esta hipótese também se aproxima do caso real, uma vez que o calor liberado pelas lâmpadas é absorvido pelas lâminas das persianas e somente depois trocado com o ambiente;
- A umidade do ar não é levada em consideração – esta hipótese supõe que o ar provido para o meio tem baixa umidade e, portanto, não tem participação significativa na transferência de calor (o que também se aproxima do caso real);
- Paredes, divisórias, pisos e tetos são considerados adiabáticos – não

possuem participação na transferência de calor (idem);

- Os difusores e as grelhas de retorno são modelados como meios porosos e a perda de carga é na direção perpendicular à própria área – constitui uma excelente aproximação da curva de perda de carga que é um dado experimental;
- Os difusores possuem uma velocidade tangencial constante e igual para todos – serve para caracterizar melhor o difusor (uma vez que a geometria real não será introduzida no modelo).

4.3 Geometria do problema

A geometria de insuflamento de ar frio pelo piso do laboratório é apresentada na Figura 4-3, junto com os principais elementos de interesse nesta simulação. O laboratório está ilustrado de forma a compreender a disposição dos monitores, divisórias, simuladores, grelhas de retorno, teto, piso, difusores, entrada, saída, paredes e o local (superfície) de insolação.

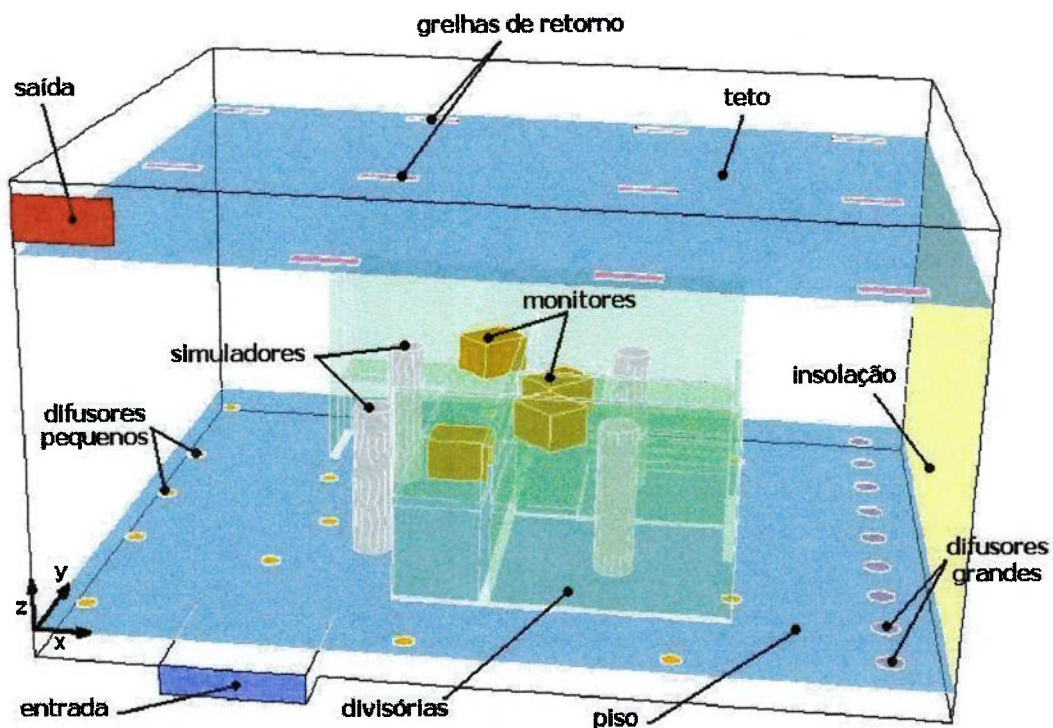


Figura 4-3 Principais elementos do laboratório.

4.4 Malhas utilizadas na simulação

Para a verificação da independência da malha, três malhas foram construídas a partir da mesma geometria, com quantidade de elementos hexagonais diferentes, conforme apresentado na Tabela 4-2.

Tabela 4-2 Números totais de elementos das malhas geradas e os respectivos números de elementos nas condições de contorno da entrada e da saída.

Malha	Número de elementos	Elementos na entrada	Elementos na saída
1	489475	21 x 9	10 x 6
2	793057	22 x 9	13 x 7
3	1565813	25 x 9	16 x 9

4.5 Condições de contorno de teste de malha

Nas simulações de teste foram empregadas as seguintes condições de contorno:

Entrada de ar: Velocidade perpendicular ao plano com magnitude equivalente a 2,65 m/s e escoamento laminar;

Paredes: fluxo de calor nulo;

Saída do ar: Pressão estática igual a 0 Pa (reproduz saída para o meio ambiente);

Grelhas de retorno: As grelhas de retorno são modeladas como meios porosos;

Difusores: Os difusores são modelados como *fans* (ventiladores) e meios porosos. A condição de contorno do tipo *fan* é utilizada para introduzir artificialmente uma velocidade tangencial para reproduzir um turbilhão na saída dos difusores. Esta velocidade tangencial foi inicialmente fixada em 1,0 m/s, que é uma velocidade próxima à verificada experimentalmente.

4.6 Convergência

O critério de convergência adotado é o de monitorar uma variável e verificar se a simulação estabiliza em torno de um valor. O parâmetro escolhido foi a velocidade média calculada a partir da média das magnitudes das velocidades dos elementos ao longo de uma linha vertical (do piso ao teto) passando pelos pontos de medição (ver Figura 4-4 para a malha 1).

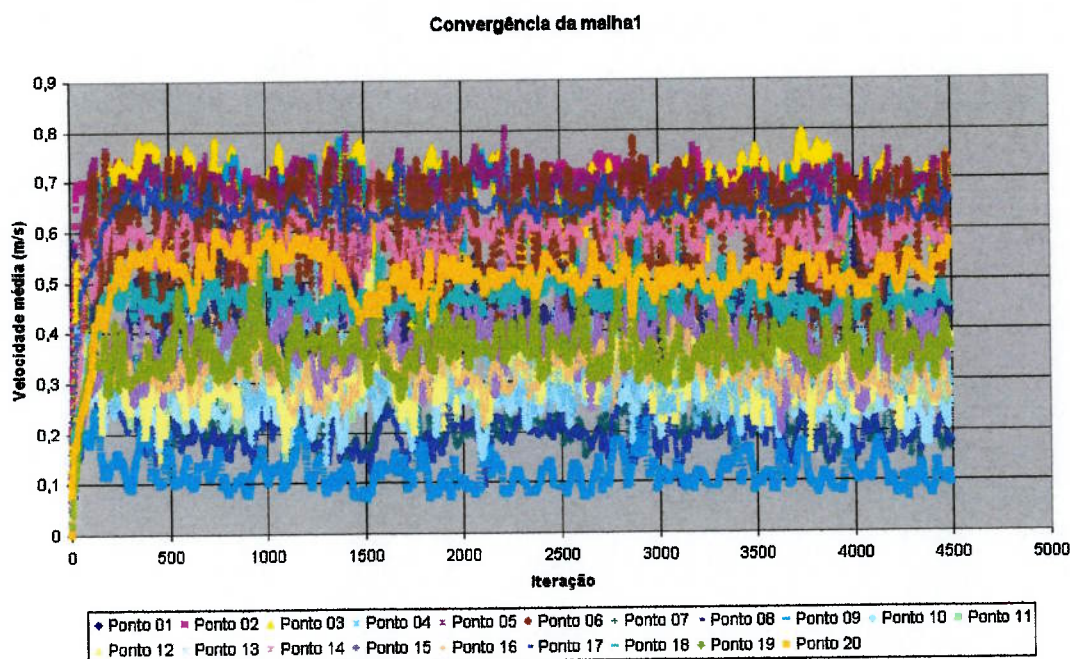


Figura 4-4 Gráfico de convergência da simulação (Velocidade média (m/s) x Iterações).

As outras malhas possuem gráficos semelhantes que servem apenas para controle da simulação. O número de iterações está apresentado na Tabela 4-3.

Tabela 4-3 Números de iterações para convergência da simulação.

Malha	Número de iterações
1	4500
2	7500
3	10000

4.7 Resultados de teste de malha

Na Figura 4-5 são apresentados os resultados de teste de malha, nos quais são comparados perfis de velocidade obtidos para as três malhas testadas. A título de simplificação são mostrados somente um perfil adequado e um perfil regular. Em geral, pode-se verificar que os valores para as velocidades das malhas seguem um mesmo formato de perfil.

Em princípio, os perfis de velocidade deveriam ser idênticos para se concluir que existe a independência de malha. Entretanto, as discrepâncias em algumas

regiões de comparação entre as malhas são verificadas possivelmente pela existência de escoamentos localizados que não possuem características de regime permanente, ou seja, a simulação pode conter algumas variáveis que flutuem em torno de um valor médio (com pequenas variações) e assim os valores instantâneos dependerão do número de iterações.

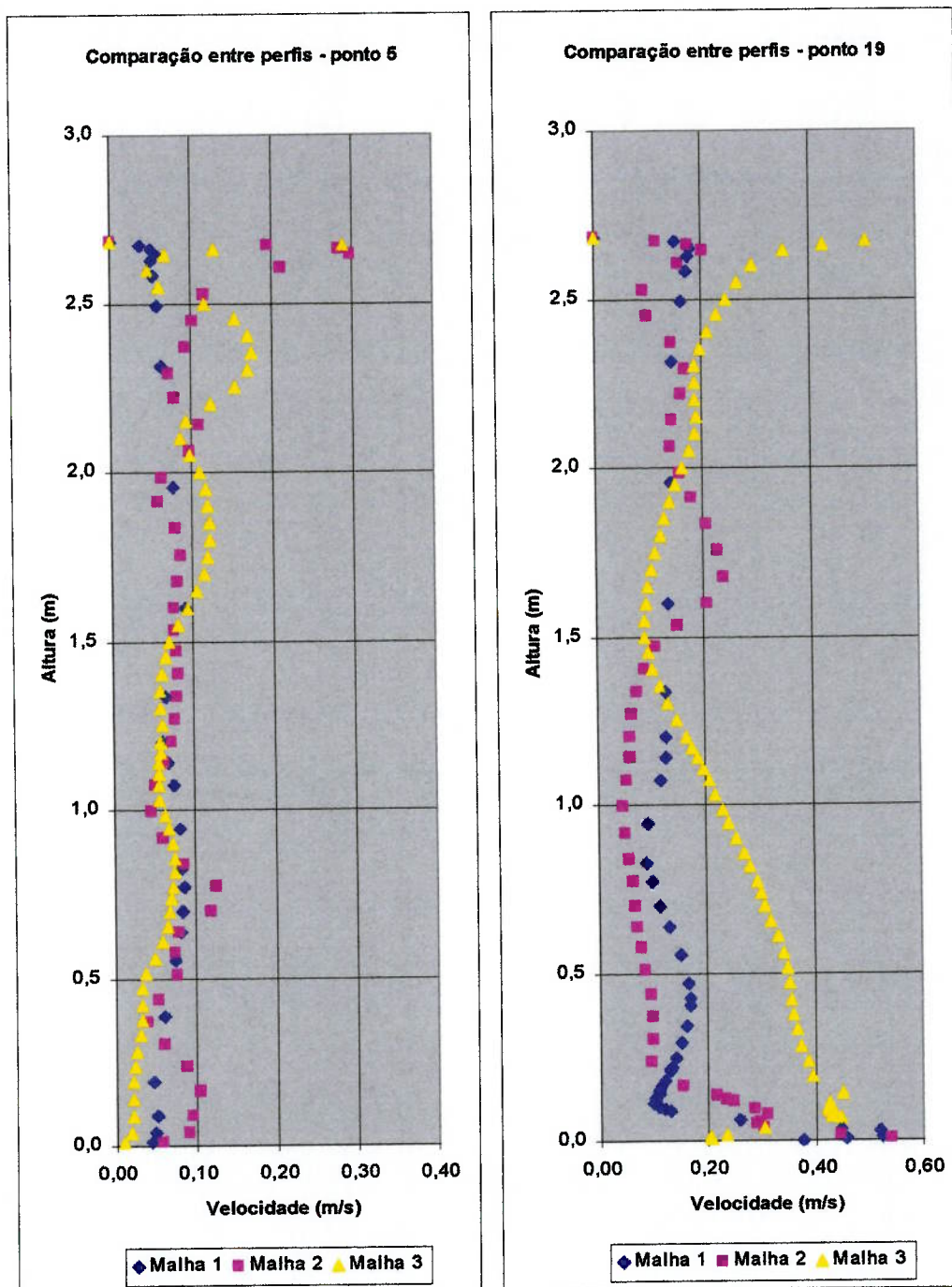


Figura 4-5 Teste de malhas mostrado para dois perfis de velocidades. O ponto 5 adequado (à esquerda) e o ponto 19 inadequado (à direita).

Considerando-se o fato das diferenças observadas entre as malhas utilizadas não serem significativas, pois as velocidades obtidas possuem a mesma ordem de grandeza das incertezas, a malha que possuía menor número de elementos foi escolhida para as simulações de avaliação do ambiente de laboratório com insuflamento pelo piso. A malha escolhida, a malha 1, é apresentada na Figura 4-6.

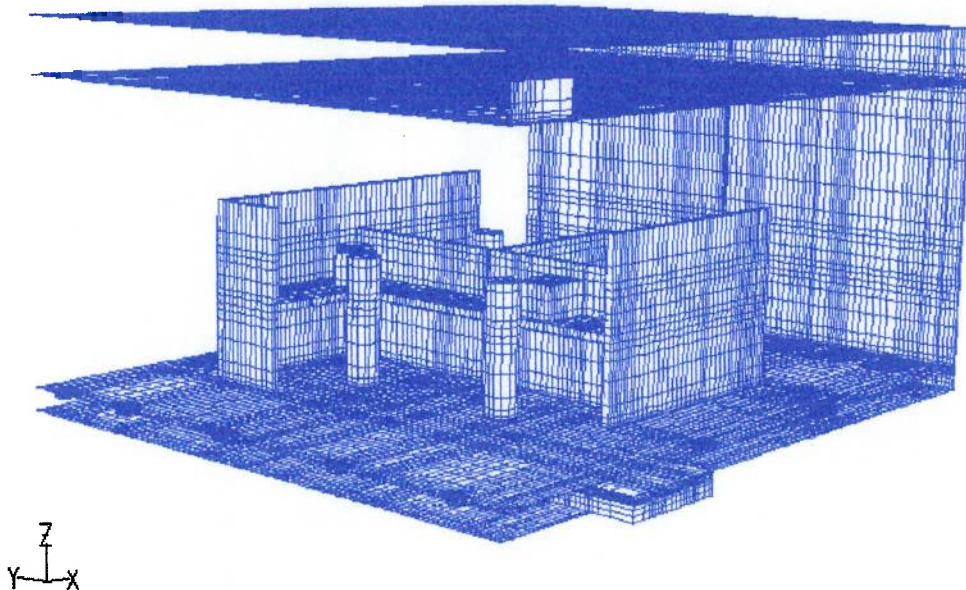


Figura 4-6 Malha gerada para a simulação (sem as paredes externas).

4.8 Condições de contorno

O fluido do escoamento utilizado foi o ar atmosférico. A gravidade foi levada em consideração com valor de $9,8 \text{ m/s}^2$ na direção perpendicular ao piso. O modelo empregado para representar a convecção natural foi o de gás ideal e coeficiente de expansão térmica igual a 10^{-5} K^{-1} . Os outros valores empregados e os tipos de condições de contorno foram:

Entrada de ar frio (no *plenum*): Velocidade perpendicular ao plano com magnitude equivalente a $2,65 \text{ m/s}$, intensidade turbulenta $4,9 \%$ e diâmetro hidráulico $0,333 \text{ m}$;

Insuflamento de ar frio (no ambiente): Das seis condições de entrada de temperatura de insuflamento do ar frio no laboratório, apresentadas na Tabela 4-4, foi simulada a condição de número 4, ou seja, temperatura na entrada de $17,9^\circ\text{C}$ e velocidade de $2,65 \text{ m/s}$.

Tabela 4-4 Condições de temperatura do ar de insuflamento do laboratório.

Condição	1	2	3	4	5	6
Insuflamento	19,9°C	19,5°C	19,0°C	17,9°C	16,3°C	15,4°C

Paredes laterais, teto, piso e divisórias: Paredes com fluxo de calor nulo;

Saída: Pressão estática igual a 0 Pa (reproduz saída para o meio ambiente);

Monitores e microcomputadores (total de 4): Fluxo de calor total de 390,4 W (97,4 W para cada monitor);

Simuladores (total de 4): Representam pessoas em atividade leve e possuem fluxo de calor total de 399,6 W (99,9 W para cada simulador);

Radiação solar: Lâmpadas incandescentes simulam a insolação com uma persiana bloqueando a passagem da radiação solar diretamente para o ambiente O fluxo de calor total é de 2723,1 W;

Grelhas de retorno: As grelhas de retorno são modeladas como meios porosos e possuem perda de carga somente no sentido vertical e perpendicular ao teto (ver Figura 4-7);

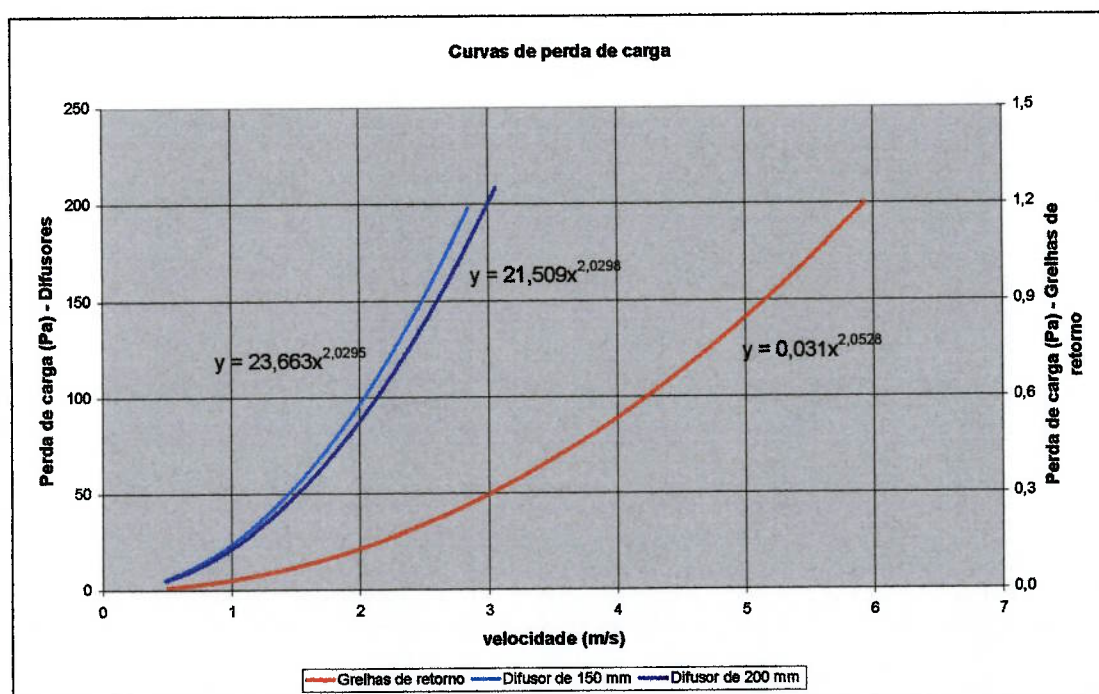


Figura 4-7 Perda de carga nas grelhas de retorno e difusores de 150 mm e 200 mm.

Difusores: Os difusores são modelados como *fans* e meios porosos (possuem

perda de carga somente no sentido vertical e perpendicular ao piso, a curva de perda de carga está na Figura 4-7). A condição de contorno do tipo *fan* é utilizada para introduzir artificialmente uma velocidade tangencial para se reproduzir um turbilhão na saída dos difusores. Esta velocidade foi fixada em 0,3 m/s (para o eixo *z* negativo).

4.9 Condições iniciais de simulação

As condições iniciais impostas são de velocidades nulas nas coordenadas (*x*, *y*, *z*) e temperatura de 300 K. Deve-se notar que os resultados de temperatura e de velocidade independem das condições iniciais.

4.10 Convergência

O critério de convergência é o número máximo de 4000 iterações (que foi estabelecido a partir da Figura 4-4). Nas 2000 primeiras iterações, apenas o escoamento hidrodinâmico é calculado. A partir desta iteração em diante, a equação da energia participa da simulação. Além disto, as linhas verticais passando pelos pontos de medição são empregadas como monitores das velocidades.

Deve-se ressaltar que o modelo das tensões de Reynolds somente convergiu a partir da inicialização da solução com os resultados de outro modelo (neste caso o $k-\omega$ SST). Os modelos $k-\epsilon$ (Realizável e RNG) também poderiam ter o número de iterações abreviadas, se fossem inicializados com a solução do modelo $k-\epsilon$ padrão.

4.11 Resultados

A seguir são apresentados os resultados de simulação para a malha selecionada anteriormente (Figura 4-6). Foram realizadas simulações para diferentes modelos de turbulência considerando as seis condições de insuflamento do ar pelo piso apresentadas na Tabela 4-4. Por uma questão prática, apenas os resultados da condição 4 (temperatura de insuflamento do ar no ambiente de 17,9 °C) são apresentados e analisados. A escolha na apresentação dos resultados desta condição foi aleatória.

Na Figura 4-9 até a Figura 4-13 são apresentados resultados de perfis de temperatura e na Figura 4-14 até a Figura 4-18 são apresentados resultados de perfis de velocidade, obtidos para diferentes modelos de turbulência.

Em cada gráfico as curvas para cada modelo de turbulência são mostradas junto com os dados experimentais (representados por pequenas circunferências vermelhas), obtidos por Leite (2003), nos pontos de medição 1 a 20 (Figura 4-8) com coordenadas z iguais a 0,10 m; 0,60 m; 1,10 m; 1,70 m; 2,00 m e 2,35 m (Leite, 2003). As incertezas nas medições de velocidade e temperatura são, respectivamente, $\pm 0,06$ m/s e $\pm 0,5$ °C.

Localização dos pontos de medição

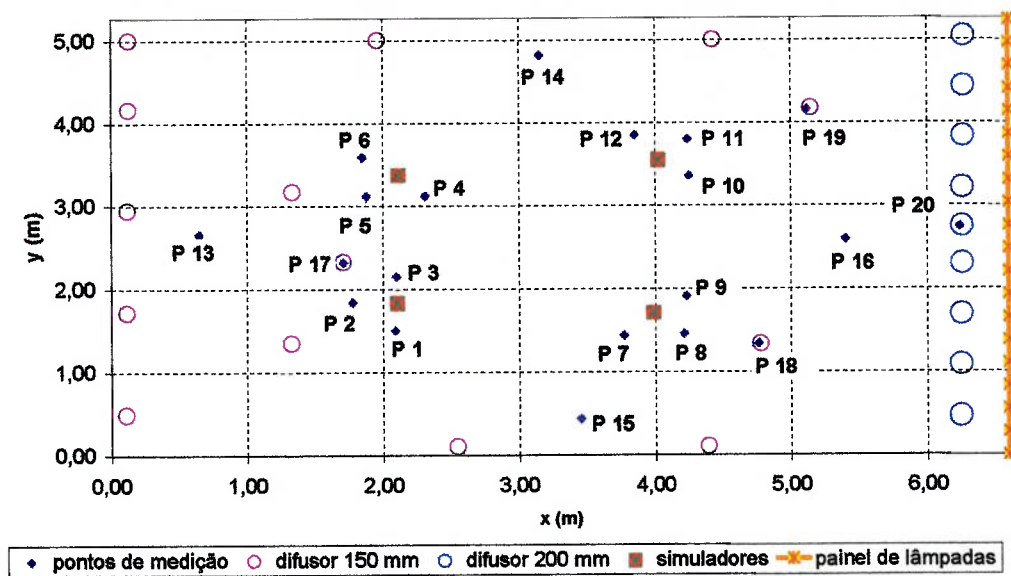


Figura 4-8 Disposição dos pontos experimentais de medição e simulação no ambiente.

A Tabela 4-5 mostra a simbologia empregada na representação dos perfis de temperatura e velocidade, obtidos para diferentes modelos de turbulência, apresentados na Figura 4-9 até a Figura 4-18.

Tabela 4-5 Legenda para os gráficos dos perfis de temperatura e de velocidade.

Símbolo	Significado
○	Dado experimental (condição 4)
■	Modelo Spalart Allmaras
▲	Modelo k-ε padrão
×	Modelo k-ε RNG
*	Modelo k-ε realizável
◆	Modelo k-ω padrão
+	Modelo k-ω SST
-	RSM

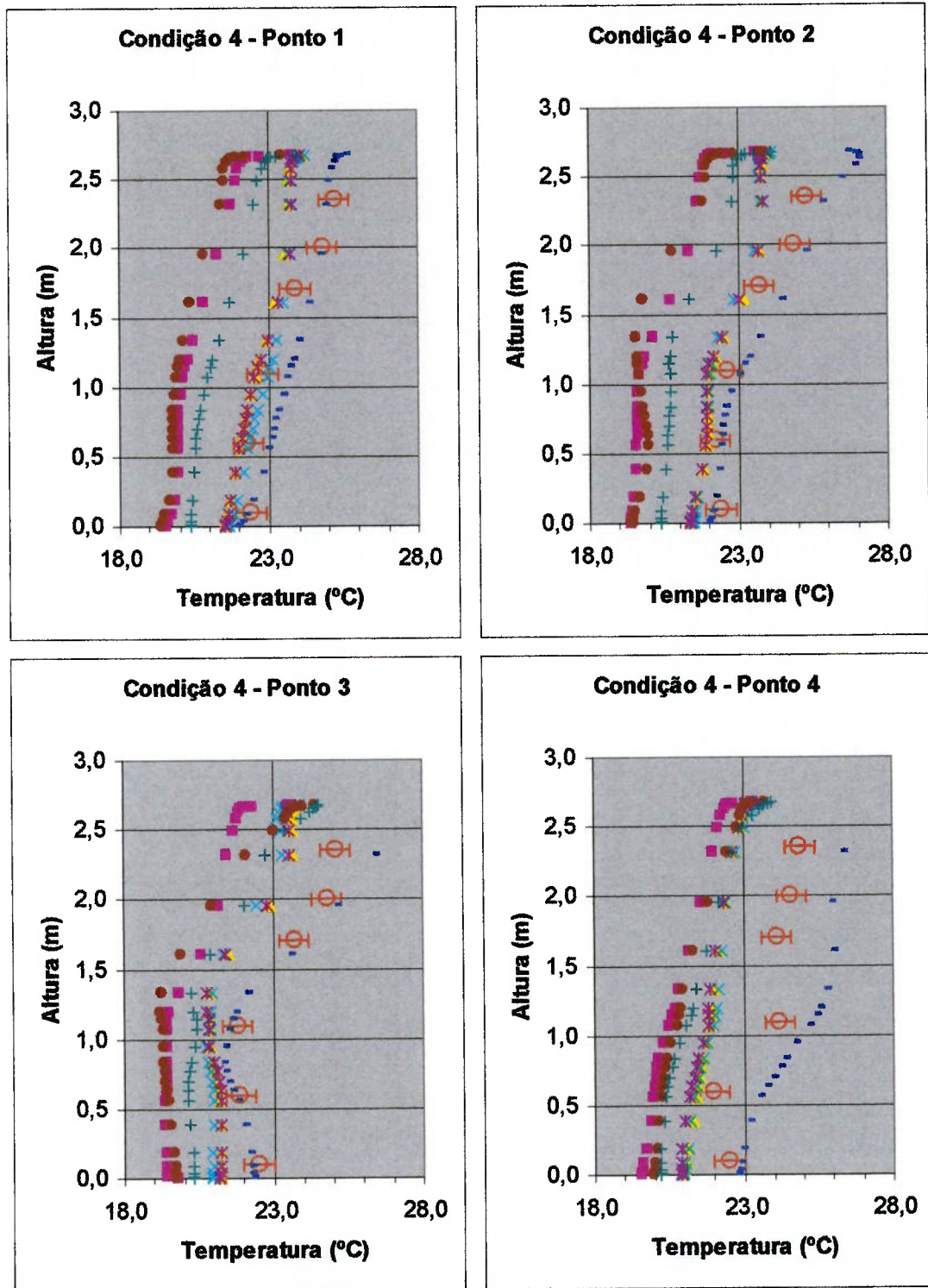


Figura 4-9 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 1 (esquerda acima), ponto 2 (direita acima), ponto 3(esquerda abaixo) e ponto 4 (direita abaixo).

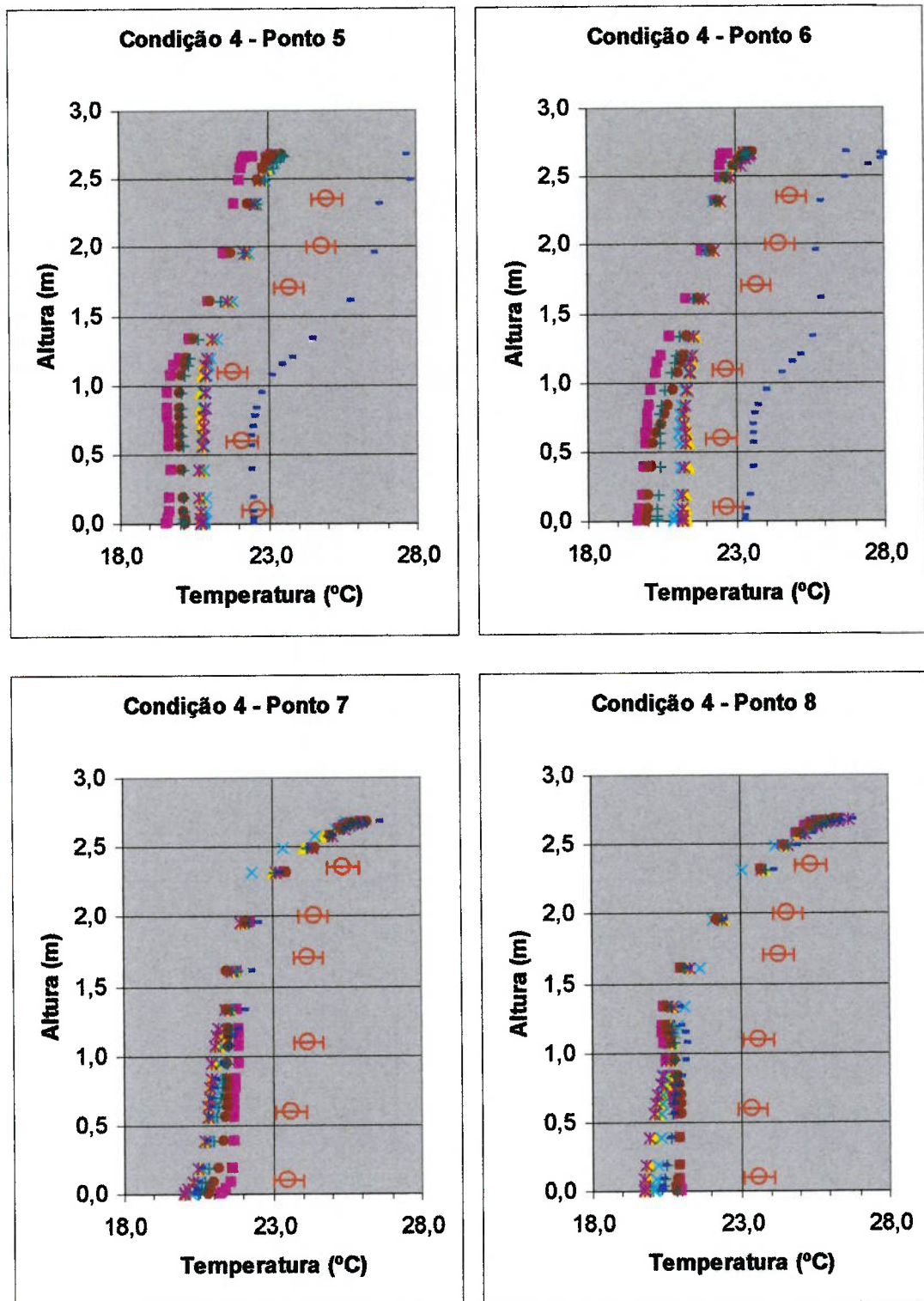


Figura 4-10 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 5 (esquerda acima), ponto 6 (direita acima), ponto 7 (esquerda abaixo) e ponto 8 (direita abaixo).

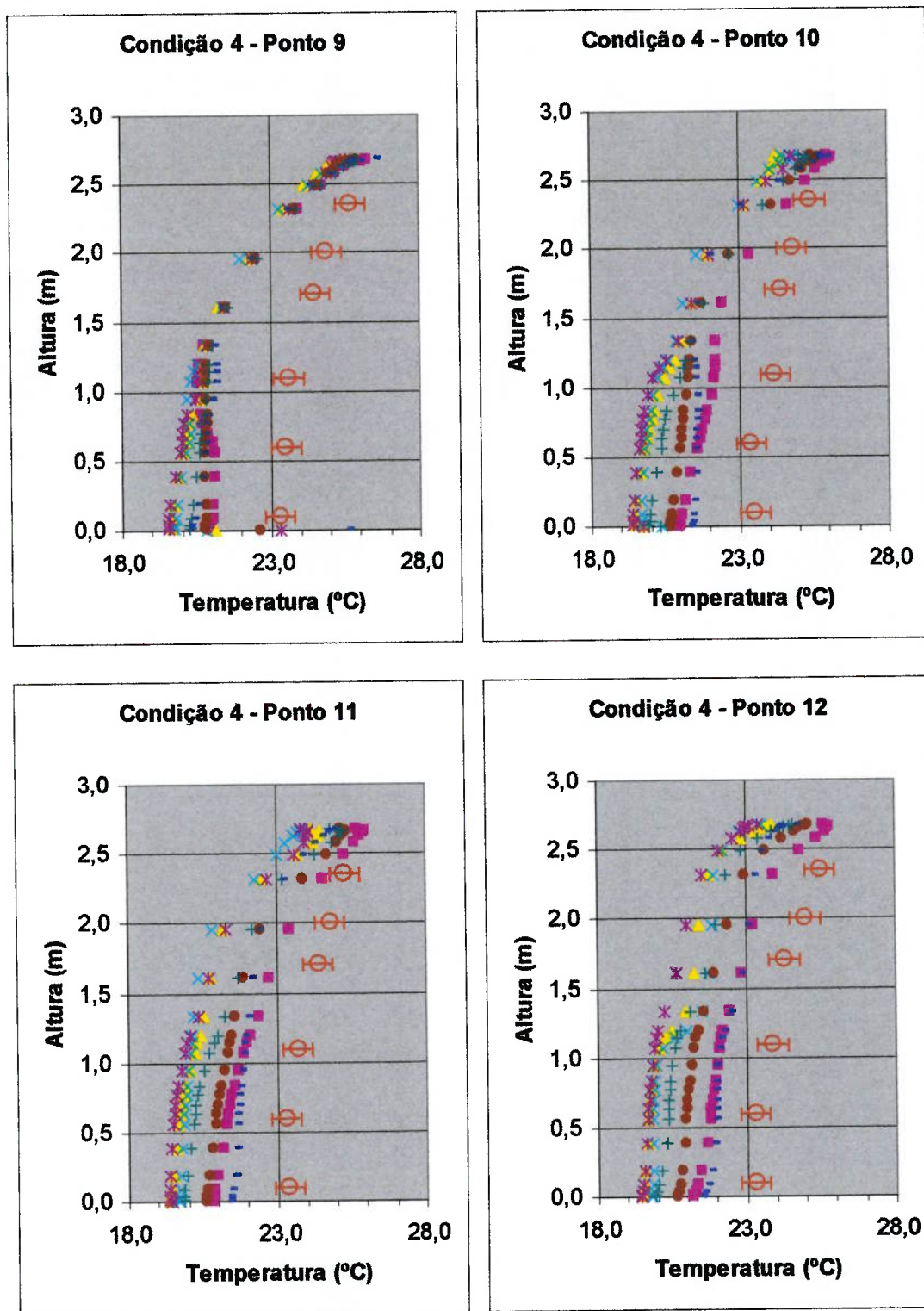


Figura 4-11 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 9 (esquerda acima), ponto 10 (direita acima), ponto 11 (esquerda abaixo) e ponto 12 (direita abaixo).

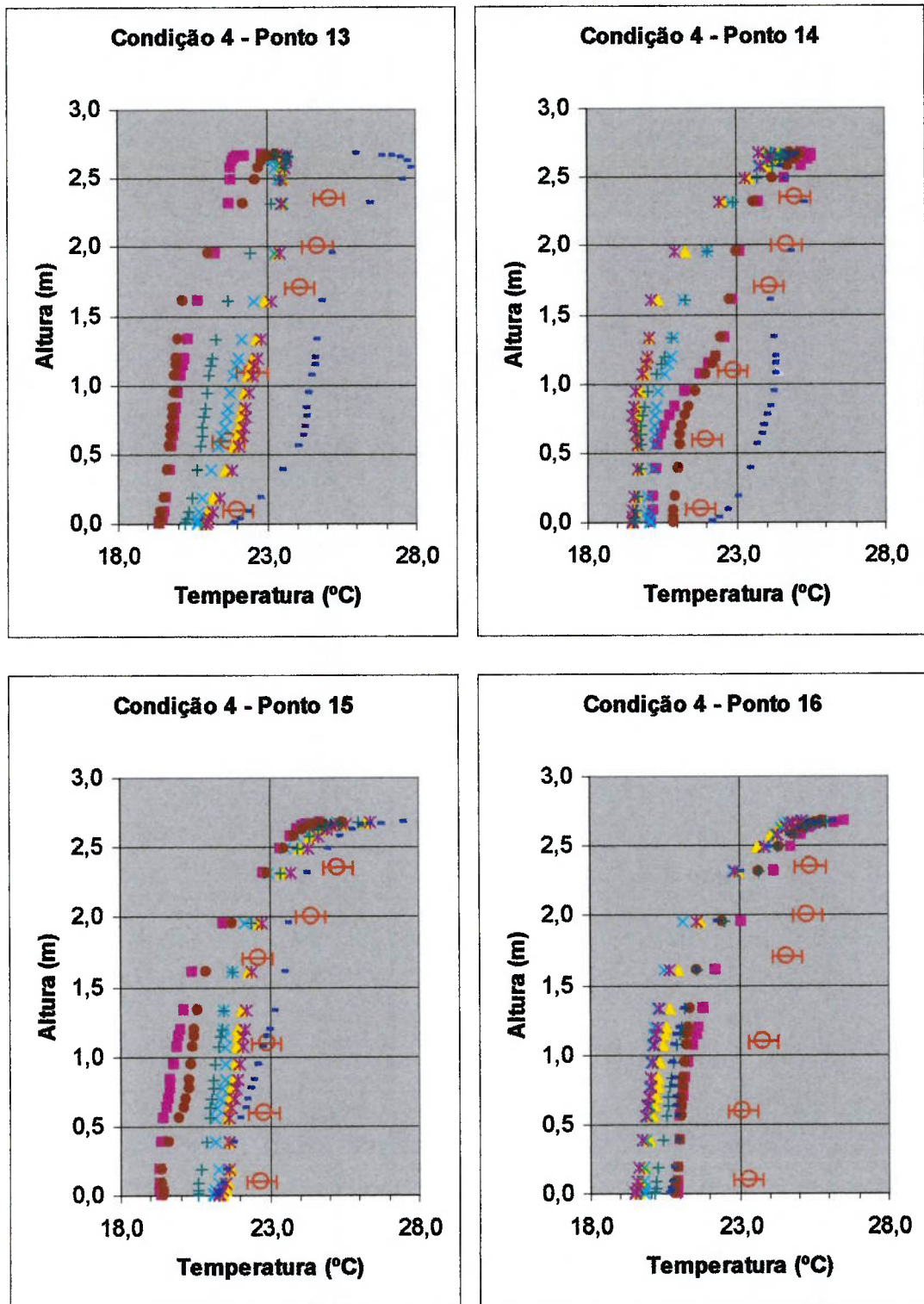


Figura 4-12 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 13 (esquerda acima), ponto 14 (direita acima), ponto 15 (esquerda abaixo) e ponto 16 (direita abaixo).

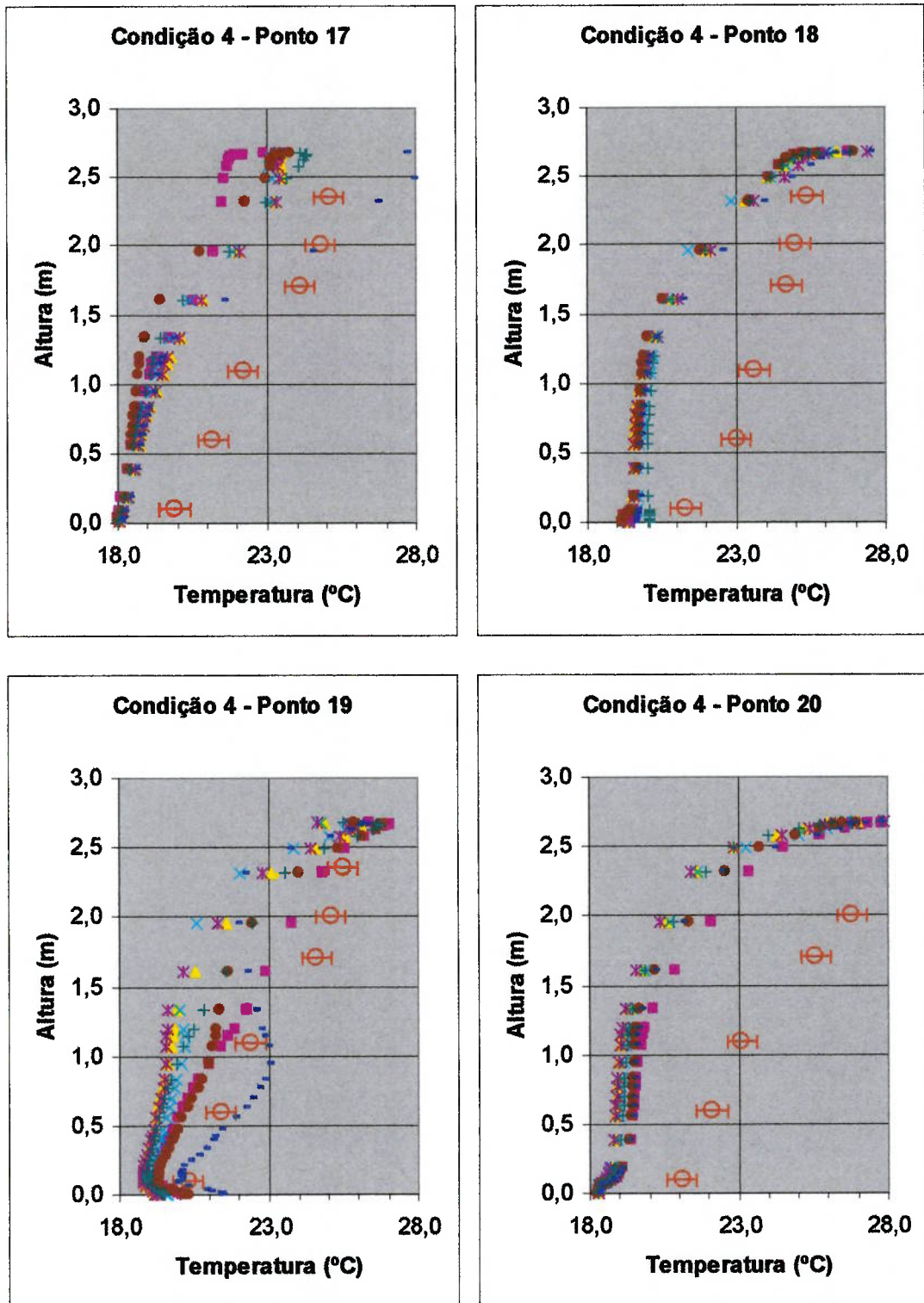


Figura 4-13 Comparação entre perfis de temperatura no ponto 17 (esquerda acima), ponto 18 (direita acima), ponto 19 (esquerda abaixo) e ponto 20 (direita abaixo).

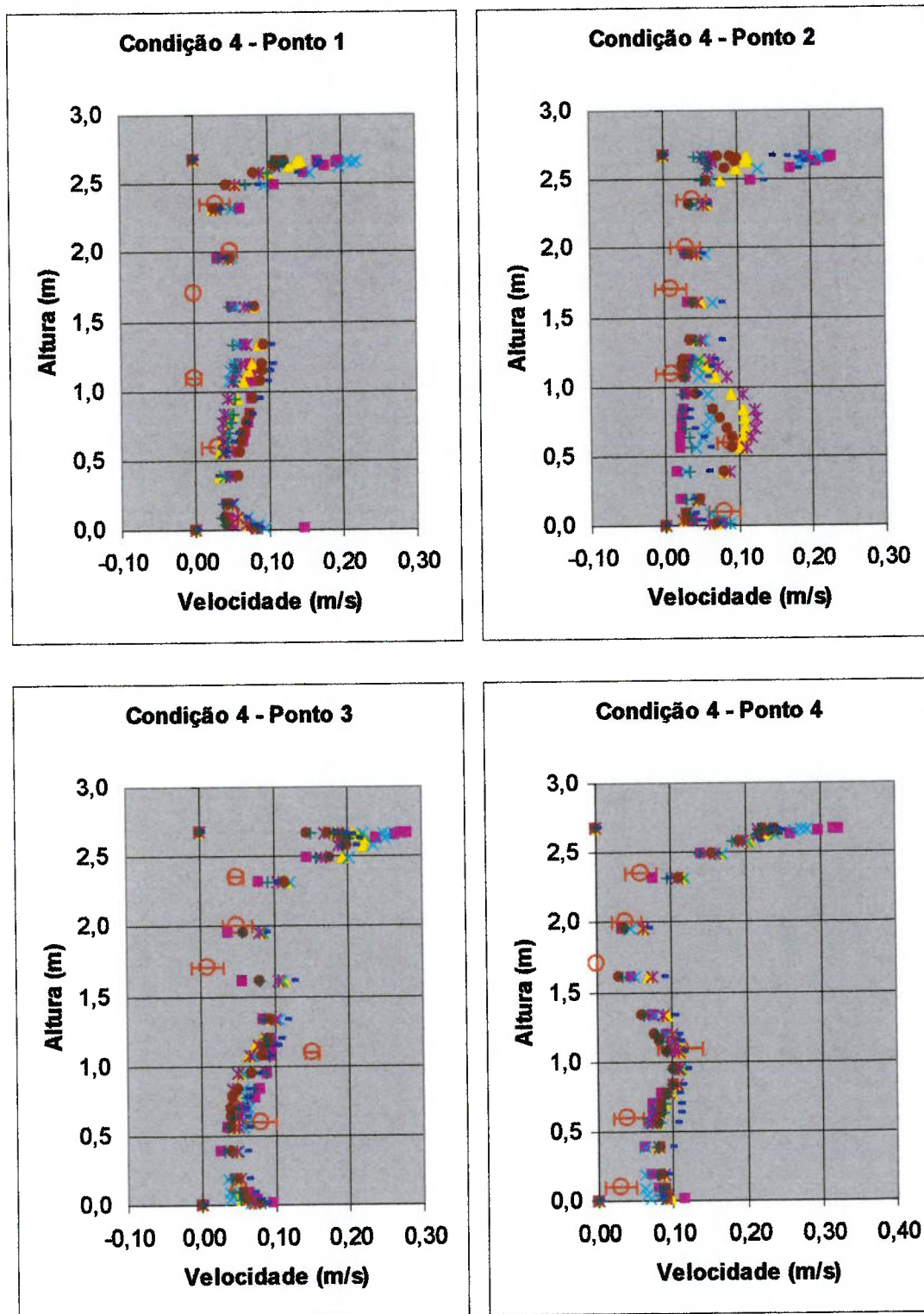


Figura 4-14 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 1 (esquerda acima), ponto 2 (direita acima), ponto 3 (esquerda abaixo) e ponto 4 (direita abaixo).

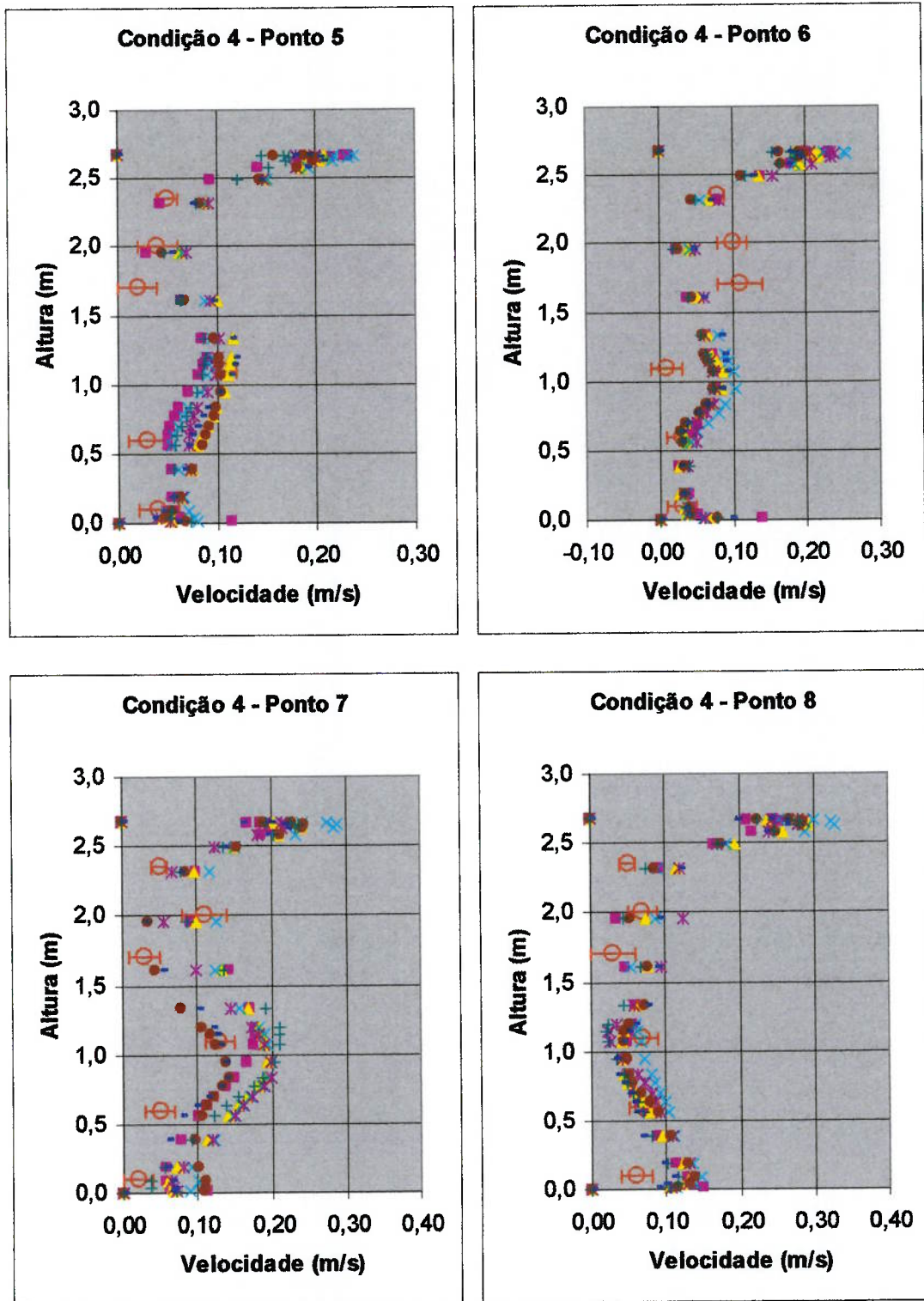


Figura 4-15 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 5 (esquerda acima), ponto 6 (direita acima), ponto 7 (esquerda abaixo) e ponto 8 (direita abaixo).

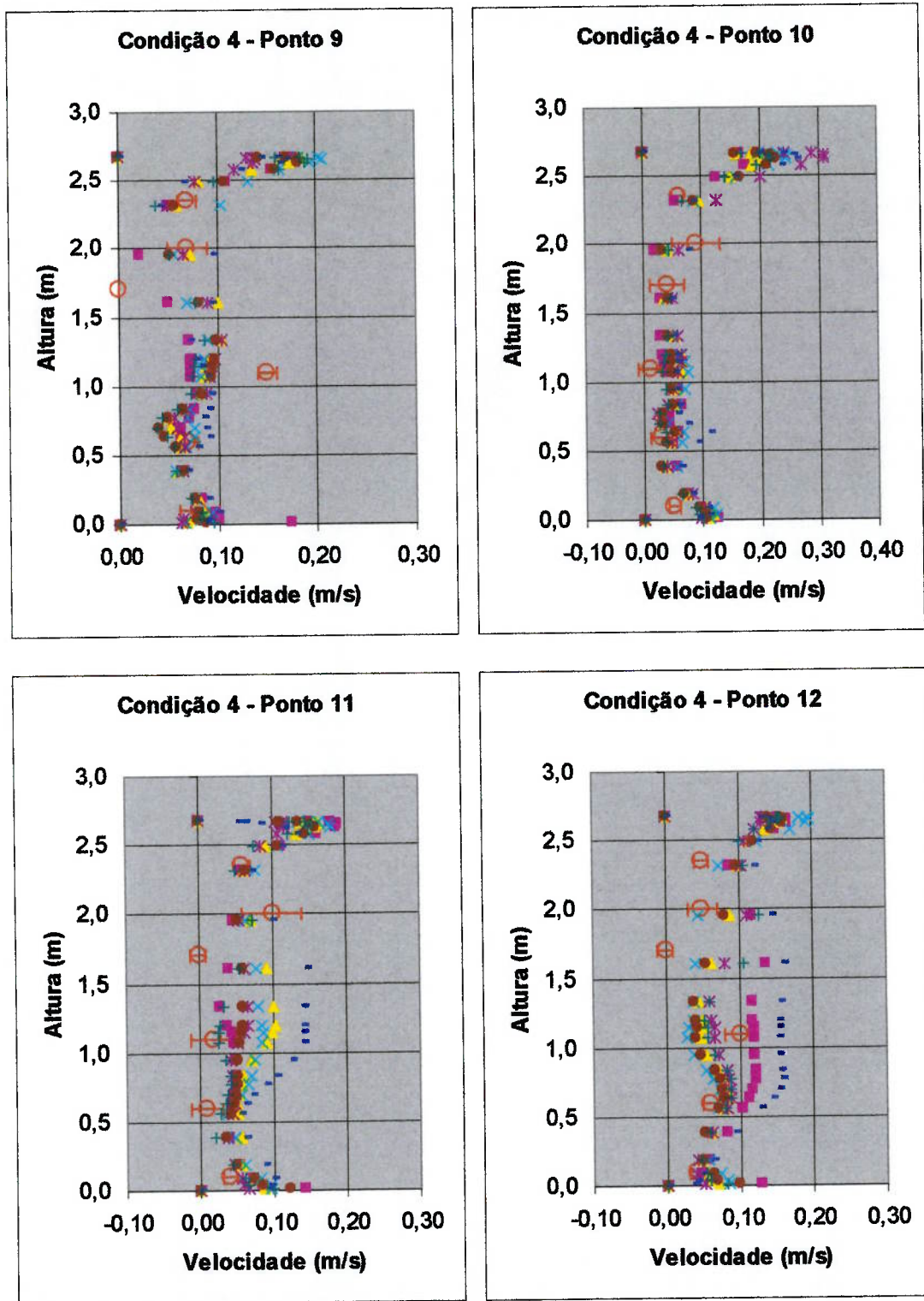


Figura 4-16 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 9 (esquerda acima), ponto 10 (direita acima), ponto 11 (esquerda abaixo) e ponto 12 (direita abaixo).

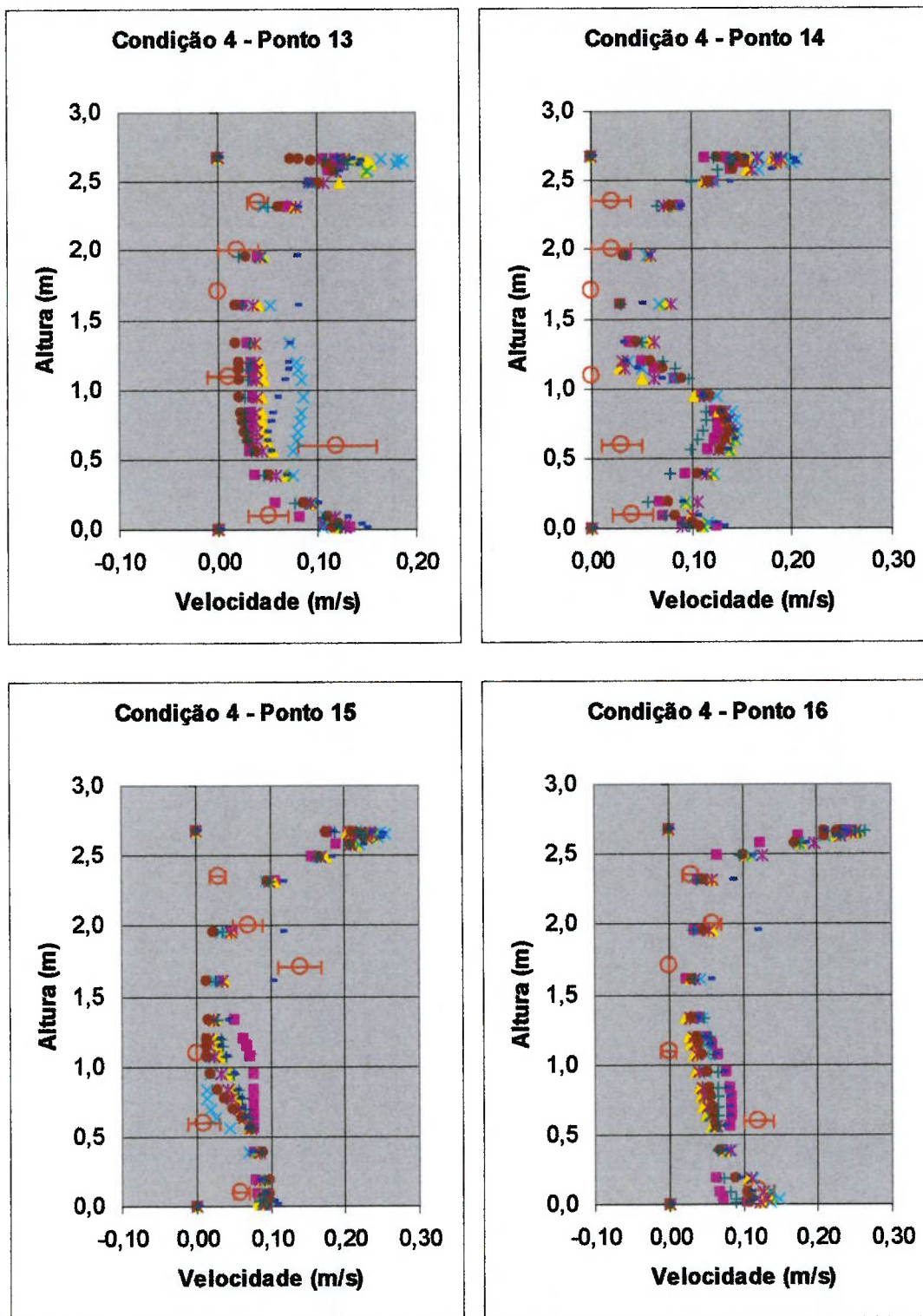


Figura 4-17 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 13 (esquerda acima), ponto 14 (direita acima), ponto 15 (esquerda abaixo) e ponto 16 (direita abaixo).

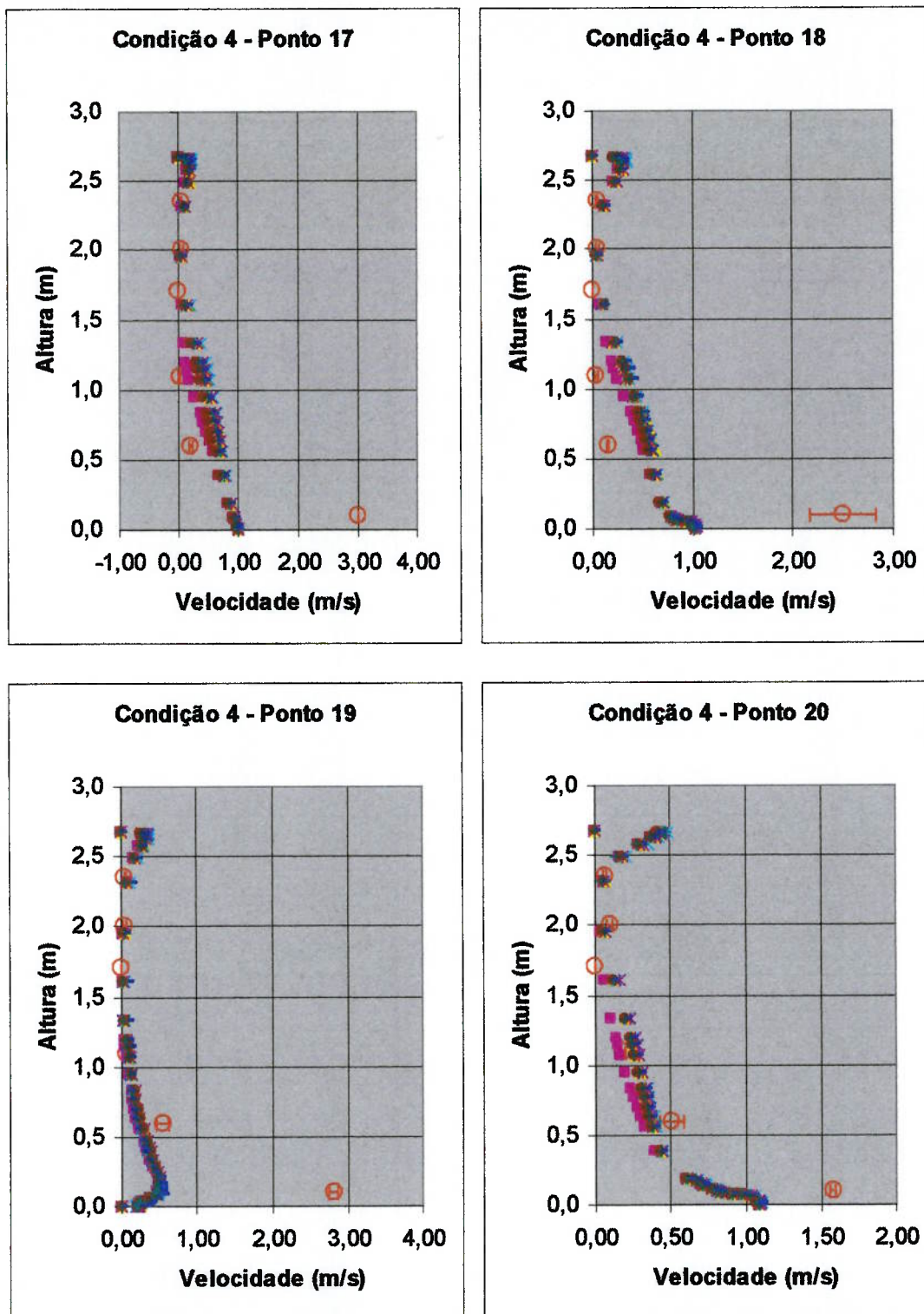


Figura 4-18 Comparação entre perfis de velocidade no ponto 17 (esquerda acima), ponto 18 (direita acima), ponto 19 (esquerda abaixo) e ponto 20 (direita abaixo).

4.12 Análise dos perfis de temperatura

No ponto 1 e no ponto 2 (Figura 4-9), os modelos de Reynolds, k- ϵ realizável, k- ϵ RNG e o k- ϵ padrão tiveram a melhor concordância com os dados experimentais de temperatura. Ainda na Figura 4-9 no ponto 3, o modelo de Reynolds representou adequadamente o perfil experimental. Deve-se ressaltar que os modelos k- ϵ se aproximaram dos dados do laboratório no trecho entre 0,5 m e 1,0 m de altura. No ponto 4 (Figura 4-9), o modelo de Reynolds predisse um perfil de temperaturas mais elevado que o experimento. Nenhum modelo neste caso se aproximou ou apresentou uma curva média entre os pontos medidos.

No ponto 5 (Figura 4-10), o modelo de Reynolds se aproxima melhor dos dados experimentais de temperatura. Da mesma forma ocorre com o ponto 6, (Figura 4-10) com uma ligeira diferença entre 1,0 m e 2,0 m. Os perfis simulados dos pontos 7 e 8 (Figura 4-10) se afastam numericamente dos pontos experimentais, contudo a tendência da curva é obtida.

No ponto 9 (Figura 4-11) o perfil obtido não está próximo do perfil real. Entretanto, os pontos 10, 11 e 12 (Figura 4-11) a simulação se aproxima do experimento. Há uma diferença entre os modelos de turbulência nos pontos 11 e 12 (aproximadamente 0,5 °C) que é interessante de ser notada. Os modelos de Spalart Allmaras e RSM se aproximam melhor dos dados reais.

No ponto 13 (Figura 4-12) os modelos k- ϵ apresentam um perfil mais próximo dos dados experimentais. No ponto 14 (Figura 4-12) os modelos Spalart Allmaras e o k- ω padrão se mostraram mais adequados. No ponto 15 (Figura 4-12), novamente o modelo de Reynolds se mostrou melhor, enquanto no ponto 16 (Figura 4-12), não houve um modelo mais adequado.

Nos pontos 17, 18 e 20 (Figura 4-13), o comportamento das curvas simuladas não se aproximou do experimental. No ponto 19, há uma inflexão da perfil do RSM e os modelos Spalart Allmaras e o k- ω padrão estão perto dos dados medidos.

Ao se analisar os gráficos de perfis de temperatura (Figura 4-9 até a Figura 4-13) e considerando que na avaliação de condições de conforto térmico há maior interesse nos resultados para alturas a partir do piso até 1,1 m (pessoa sentada trabalhando), o modelo que melhor representa os dados experimentais é o RSM. Boa concordância de resultados também foi verificada na utilização dos modelos k- ϵ .

4.13 Análise dos perfis de velocidade

A análise dos resultados dos perfis de velocidade acabou ficando prejudicada devido à incerteza de medição da velocidade ($\pm 0,06$ m/s) ser muito elevada e a maioria dos resultados experimentais (e de simulação) se encontrarem nesta faixa de incerteza de medição.

4.14 Outras análises

Outros resultados mais específicos (regiões de y^+ , pressão estática, temperatura, vetores do campo de velocidades) são mostrados a seguir para o modelo k- ϵ realizável, que foi escolhido por apresentar boa concordância com os resultados experimentais e por serem os modelos k- ϵ aqueles comumente utilizados.

Para apresentar os resultados de forma mais adequada foram criados planos de acordo com a Figura 4-19 e a Tabela 4-6.

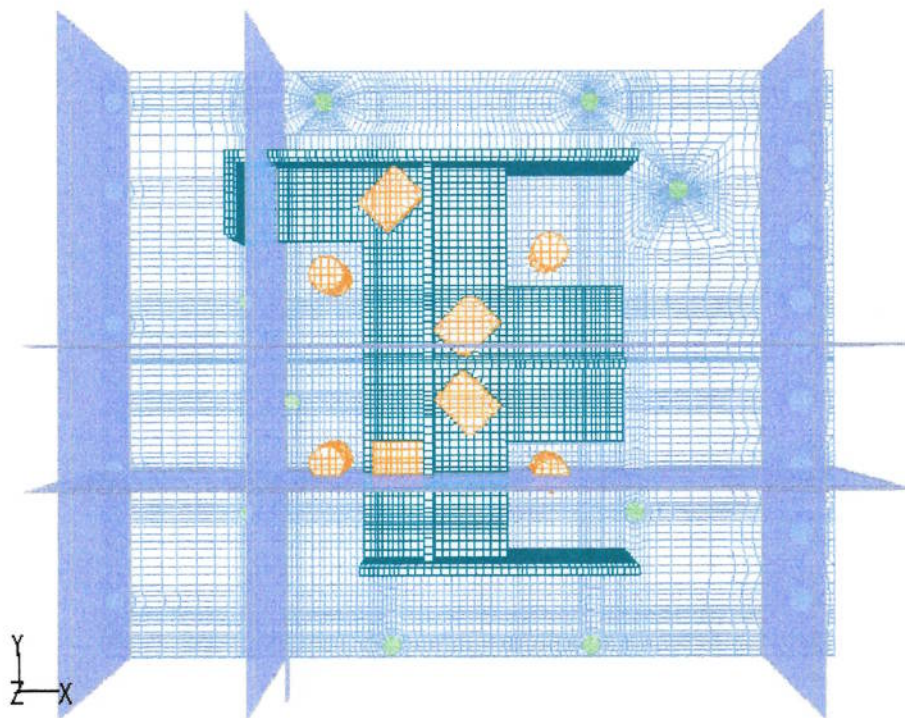


Figura 4-19 Apresentação das posições dos planos verticais.

Tabela 4-6 Posições dos planos de corte para análise de variáveis.

Planos	Constante (m)	Nomenclatura	Planos	Constante (m)
X (verticais)	0,25	A	Z (horizontais)	-0,10
	1,65	B		0,10
	5,95	C		0,60
Y (verticais)	1,70	D		1,10
	2,78	E		1,70
				2,00
				2,35

4.14.1 Resultados de y^+

Como mencionado no item 2.2.2, y^+ atua como parâmetro de qualidade de malha, a partir das condições físicas reais. Na Figura 4-20, os contornos de y^+ são mostrados para o *plenum* de insuflamento do ar. Ainda de acordo com a simulação, é possível identificar algumas regiões que estão fora da faixa adequada de y^+ (área logo após a entrada do *plenum* que acompanha a zona de recirculação). Todavia, o restante do piso se encontra adequadamente com valores de y^+ entre 7 e 70.

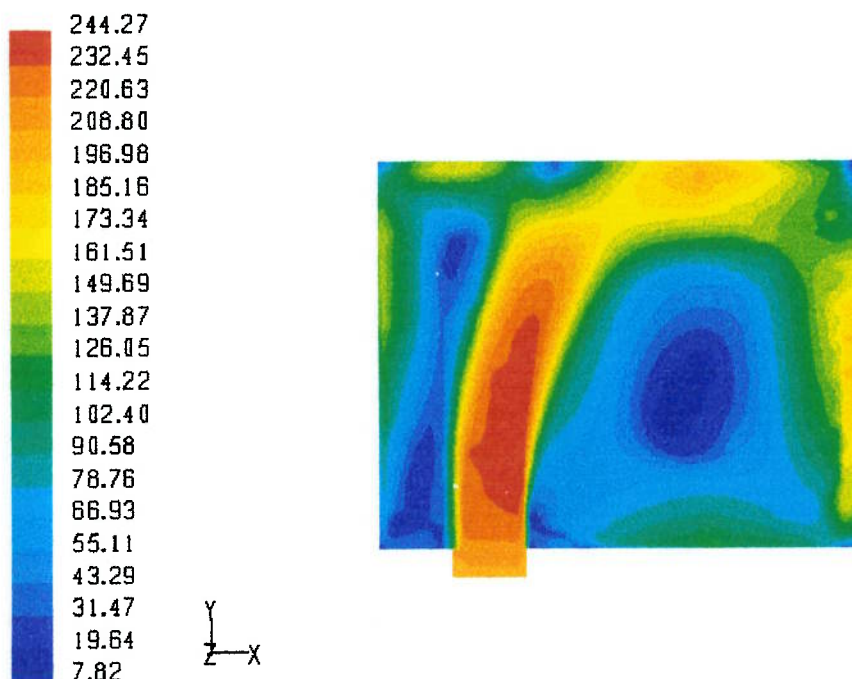


Figura 4-20 Representação de y^+ para o *plenum* de insuflamento do ar

Na Figura 4-21, a escala de y^+ se reduz sensivelmente (com valores inferiores a 60 na totalidade da geometria). Isto ocorre porque a malha nesta região acabou por possuir mais elementos junto ao piso. A concentração de elementos existe devido aos

difusores serem menores, se comparados à altura do *plenum* (0, 20 m contra 0,05 m dos difusores).

Outras áreas junto às paredes são mostradas na Figura 4-22 até a Figura 4-26.

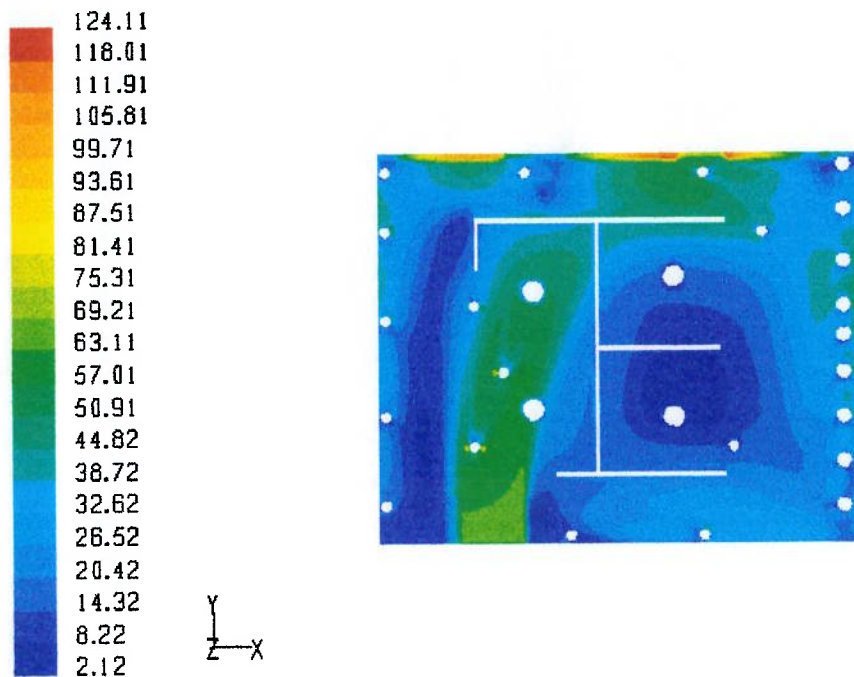


Figura 4-21 Representação de y^+ para o piso (em comum com o *plenum*).

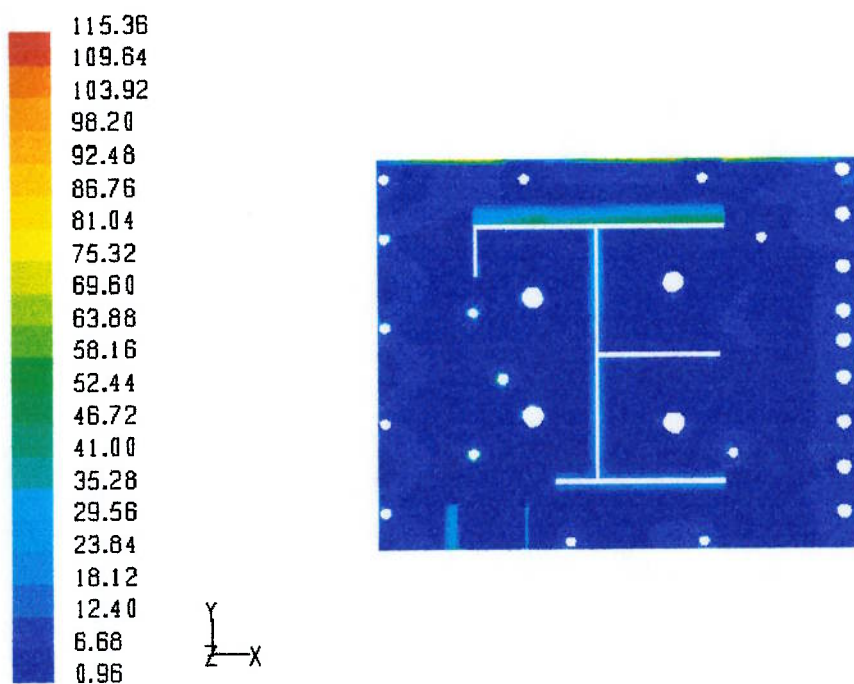


Figura 4-22 Representação de y^+ para o piso (visto do ambiente).

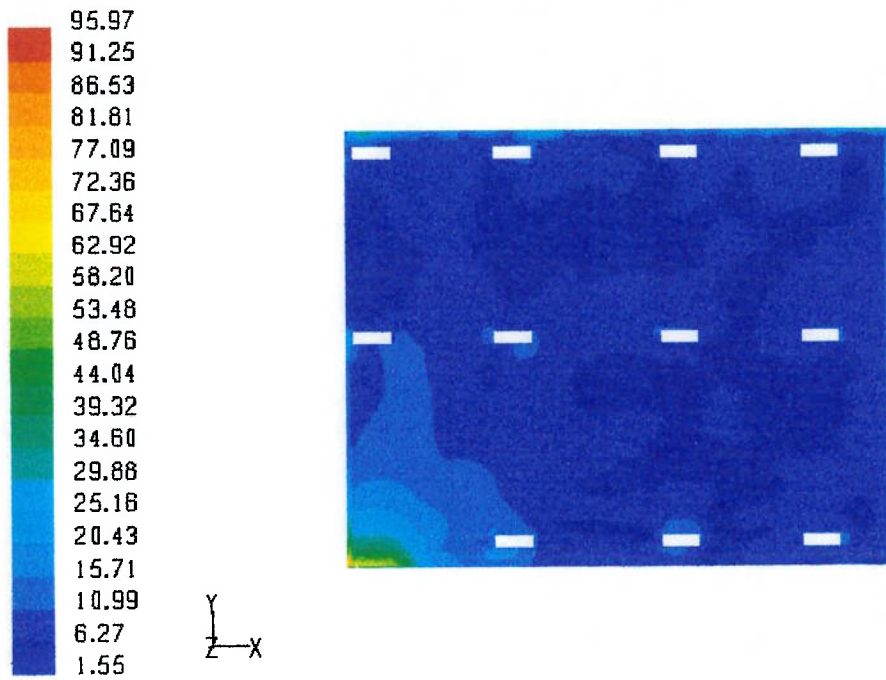


Figura 4-23 Representação de y^+ para o teto (visto da parte superior).

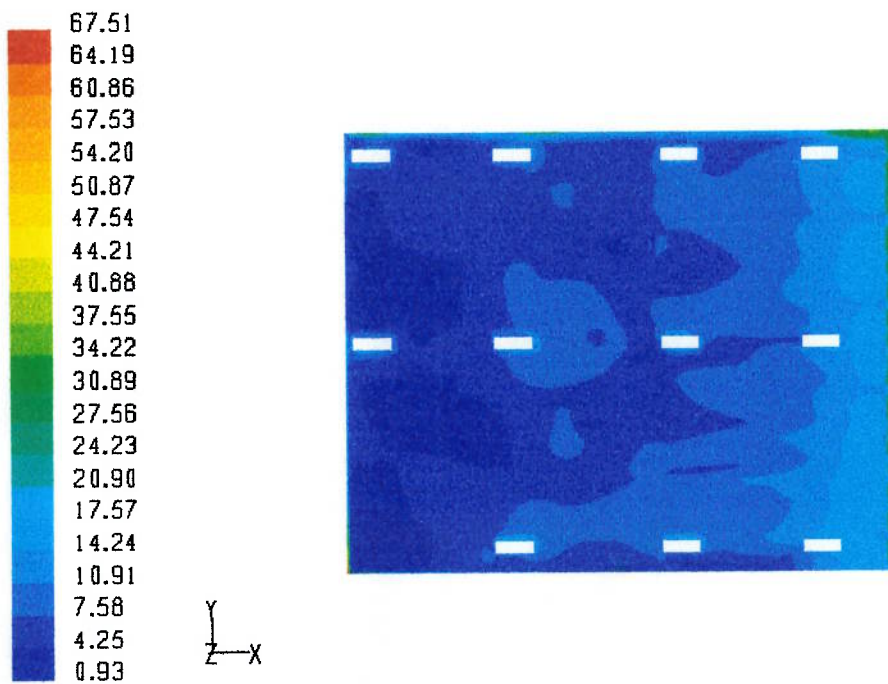


Figura 4-24 Representação de y^+ para o teto (em comum com o ambiente).

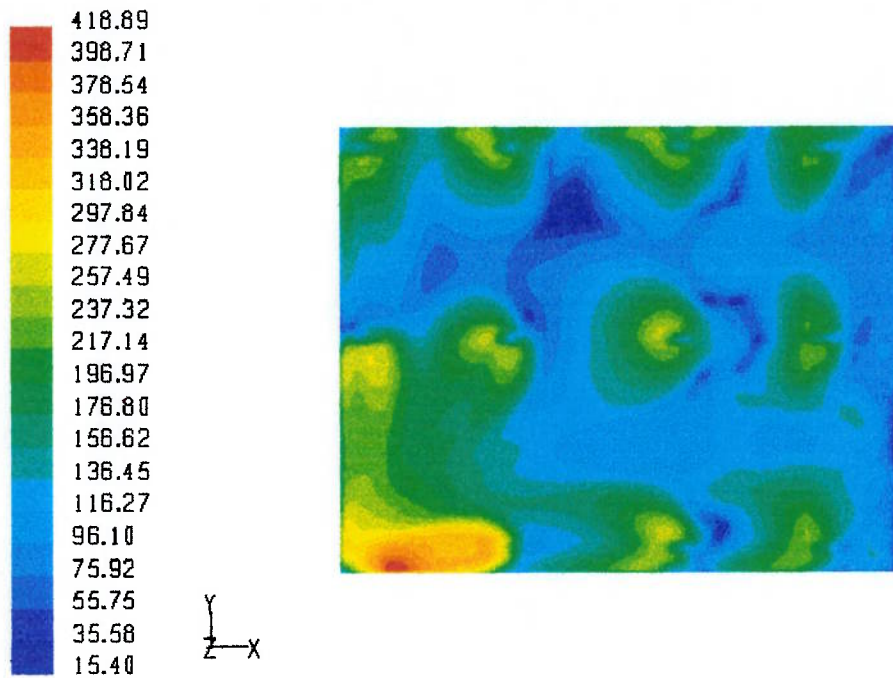


Figura 4-25 Representação de y^+ para o teto superior.

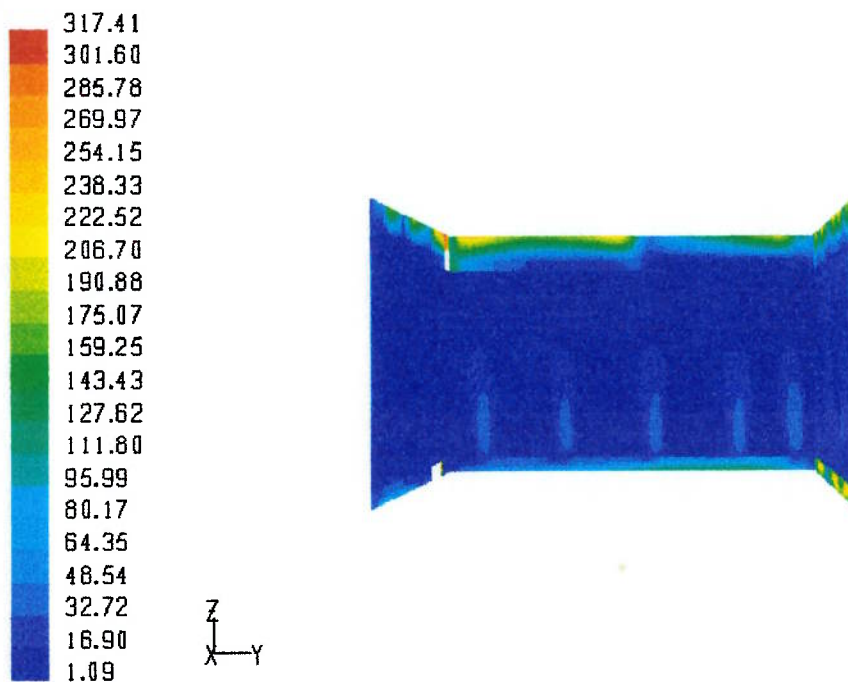


Figura 4-26 Representação de y^+ para as paredes internas.

O y^+ está adequado para a faixa que emprega a lei logarítmica para a função de parede ($30 < y^+ < 60$) para quase todas as regiões das paredes. Existem alguns picos espalhados, no teto (Figura 4-25) e em uma grande região próximo à entrada do *plenum* que não se enquadram nesta faixa. Esta região (piso inferior do *plenum*) deveria possuir um maior refinamento para diminuir o y^+ porque provavelmente, os resultados sofreram algum grau de comprometimento. Deve-se lembrar que um dos objetivos iniciais é o de avaliar os resultados para alguns modelos de turbulência assim, uma malha mais refinada não foi refeita porque cada modelo de turbulência possui características ligeiramente diferentes envolvendo o tratamento de parede e isto tornaria a comparação de modelos injusta (pois se teriam diferentes malhas). Mesmo gerando-se uma malha globalmente mais refinada, ainda seria possível obter y^+ fora da faixa ideal (porque o y^+ depende principalmente da velocidade junto à parede e esta velocidade varia para cada modelo de turbulência). Contudo, de uma forma geral, os resultados mostram que a lei de parede foi aplicada corretamente na simulação.

4.14.2 Pressão estática

Na Figura 4-27 o campo de pressão formado devido aos difusores, pode ser observado. Do resultado experimental, esperava-se algo entre 10 e 18 Pa. Deve-se notar que esta variável está intrinsecamente ligada à modelagem do difusor e que uma aproximação do valor simulado com o valor experimental, somente seria possível com um melhor modelo do difusor.

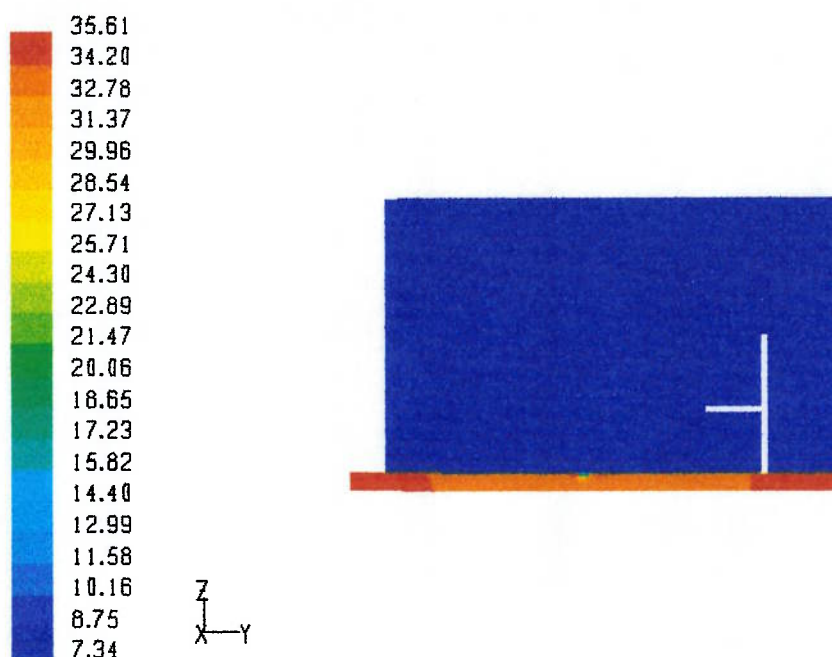


Figura 4-27 Pressão estática (Pa) para o plano A.

4.14.3 Temperatura

A seguir são apresentados resultados de temperaturas obtidas nas simulações. As escalas de cores (em Kelvin) estão padronizadas (entre 293,67 K e 310 K) para facilitar a visualização e comparações.

Na Figura 4-28, na Figura 4-29 e na Figura 4-30 (figuras que representam planos ao longo do eixo x), a temperatura está homogênea nas regiões até 1,20 m de altura. Isto indica que a representação da distribuição do ar no ambiente está adequada.

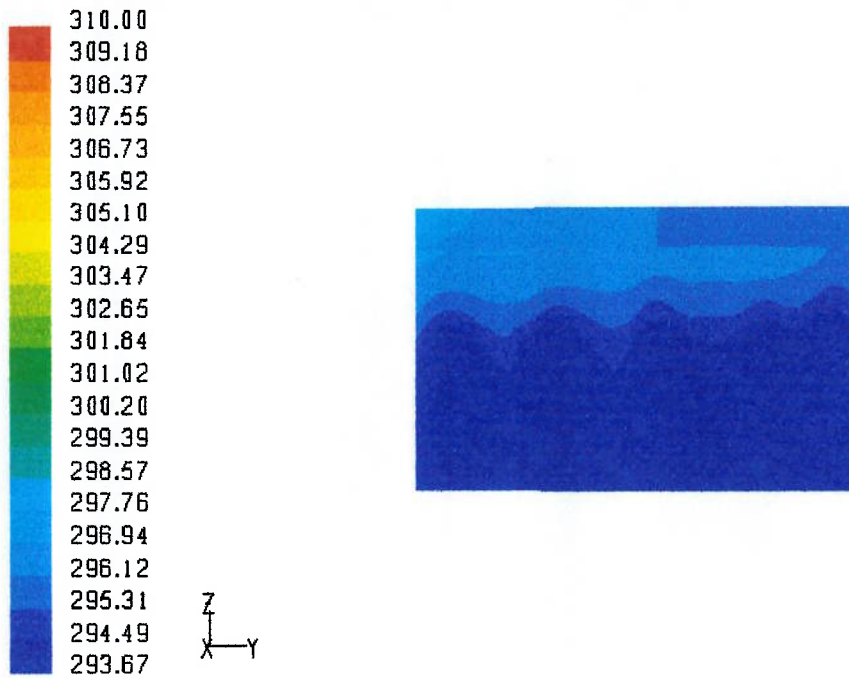


Figura 4-28 Temperatura (K) para o plano A.

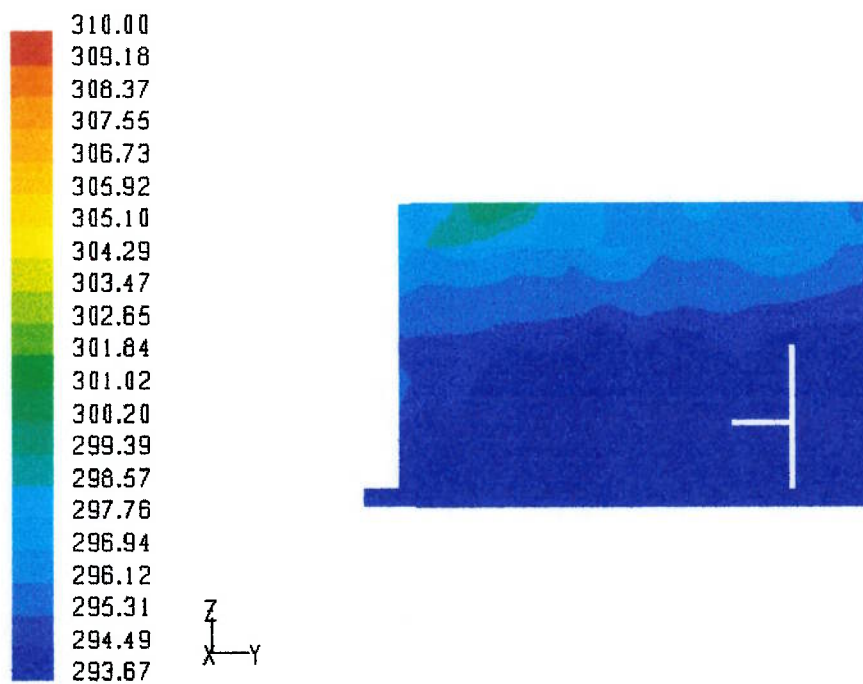


Figura 4-29 Temperatura (K) para o plano B.

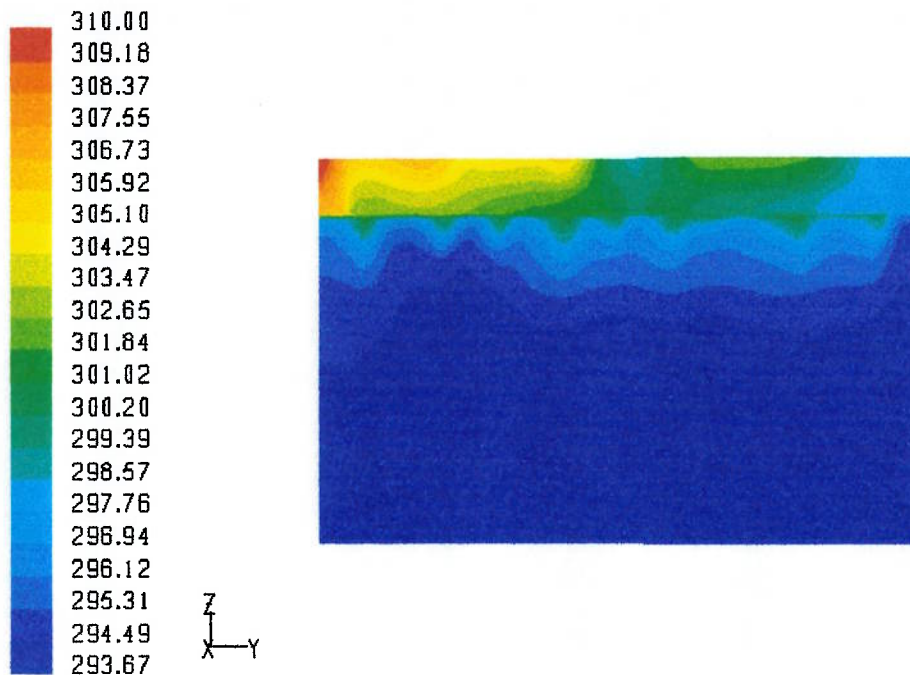


Figura 4-30 Temperatura (K) para o plano C.

A influência da parede que simula a insolação e a distribuição de temperatura a partir do escoamento de ar dos difusores maiores (200 mm), para a contribuição de uma mistura adequada de ar frio e quente no interior da sala, pode ser observada na Figura 4-31 (região esbelta à esquerda) e na Figura 4-32. Ainda nestas figuras, o efeito da convecção natural é verificado pela presença de temperaturas mais elevadas partindo dos monitores de vídeo e simuladores em direção ao teto.

Na Figura 4-31, existe uma região bem abaixo do simulador à esquerda (portanto contida no *plenum* e que pode ser vista na Figura 4-33) que possui uma faixa de temperaturas mais elevada. Deve ser observado que não há transferência de calor entre o simulador e o *plenum* através do piso.

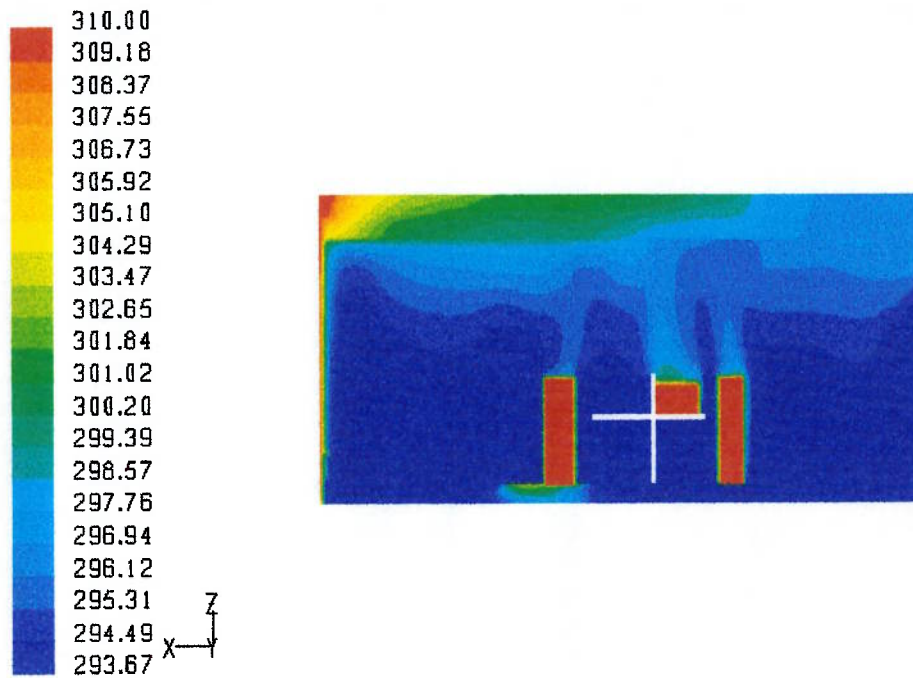


Figura 4-31 Temperatura (K) para o plano D.

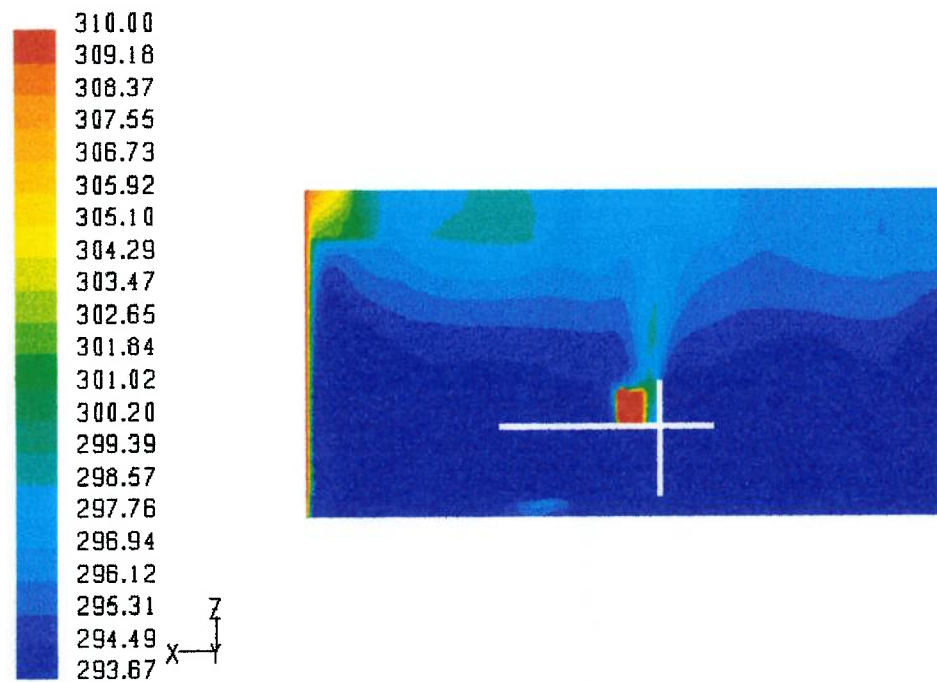


Figura 4-32 Temperatura (K) para o plano E.

Na Figura 4-33, a distribuição de temperaturas no plano inferior é mostrada. Há uma região de maior temperatura que indica uma região de estagnação.

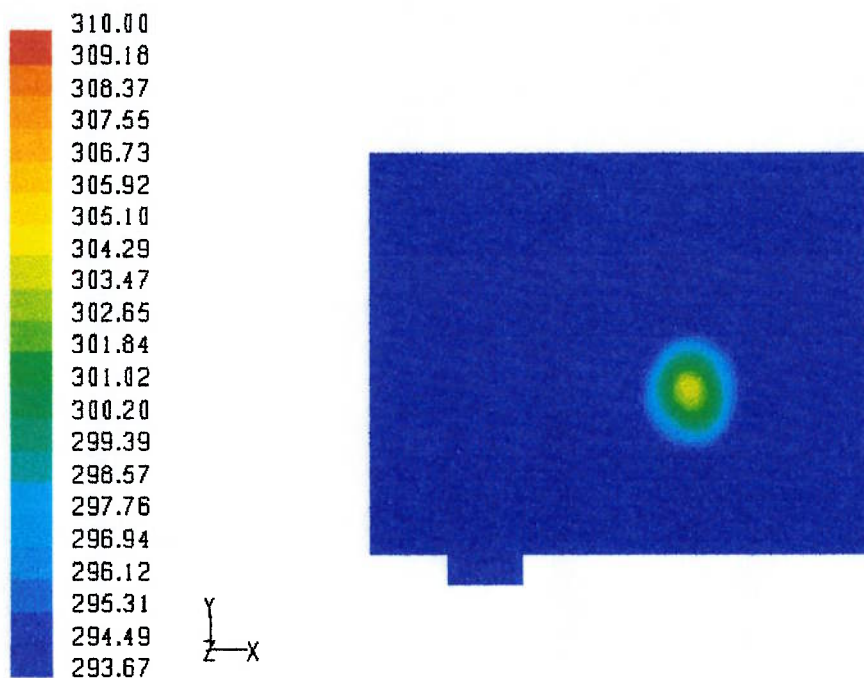


Figura 4-33 Temperatura (K) para o plano $z = -0,10$ m.

Da Figura 4-34 até a Figura 4-36, percebe-se a uniformidade da temperatura no ambiente. Ainda há os elementos que geram calor (simuladores, monitores e parede de insolação) e a respectiva interação com o meio.

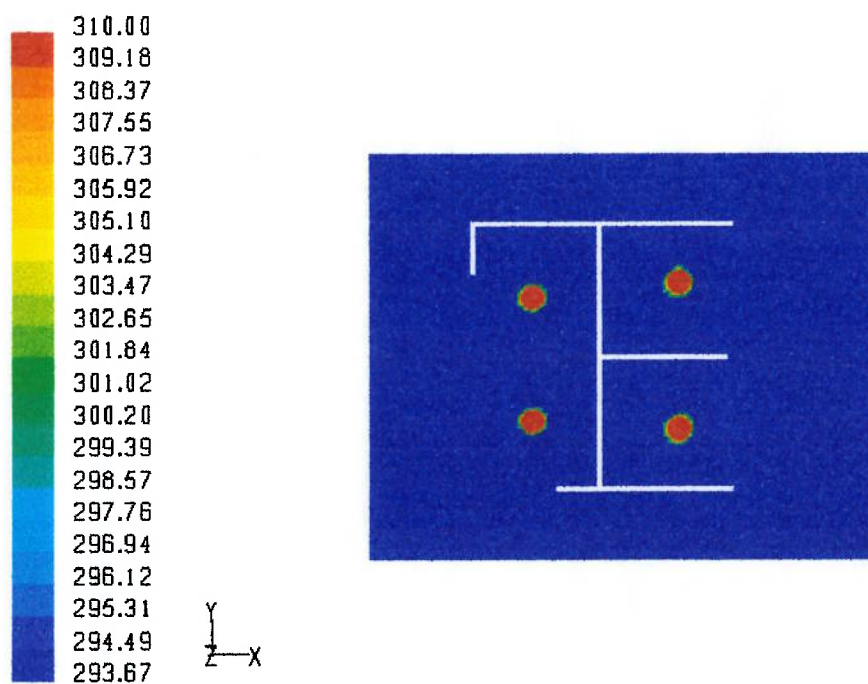


Figura 4-34 Temperatura (K) para o plano $z = 0,10$ m.

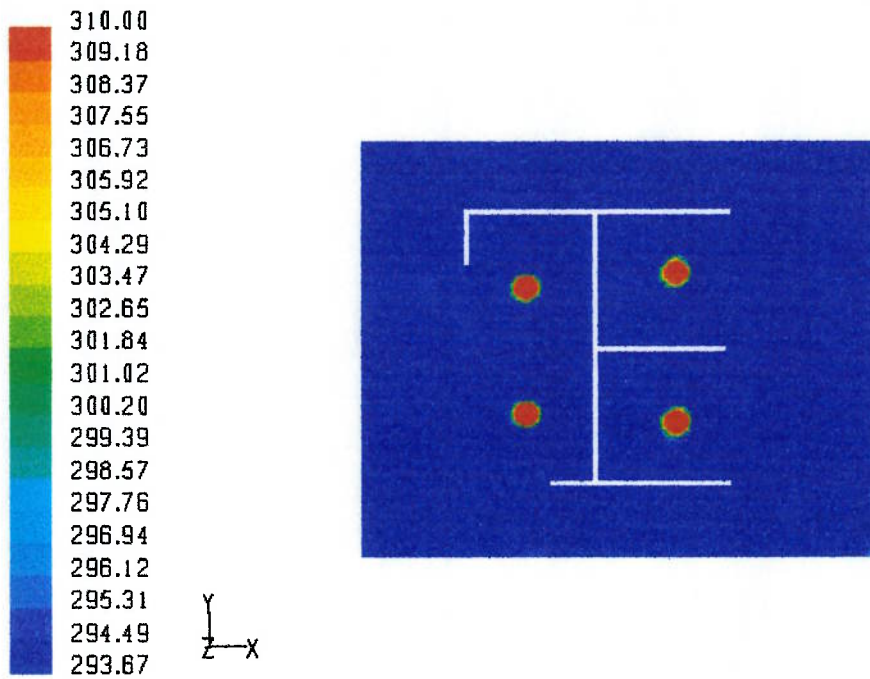


Figura 4-35 Temperatura (K) para o plano $z = 0,60$ m.

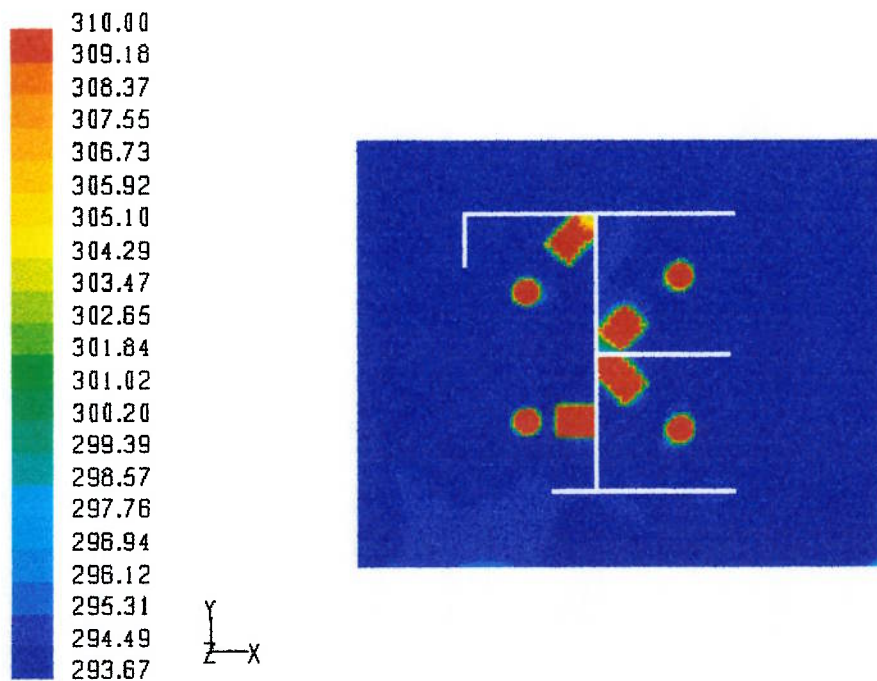


Figura 4-36 Temperatura (K) para o plano $z = 1,10$ m.

Na Figura 4-37, Figura 4-38 e a Figura 4-39, o ar apresenta uma distribuição mais uniforme de temperaturas, o que indica uma mistura adequada de ar frio com ar quente.

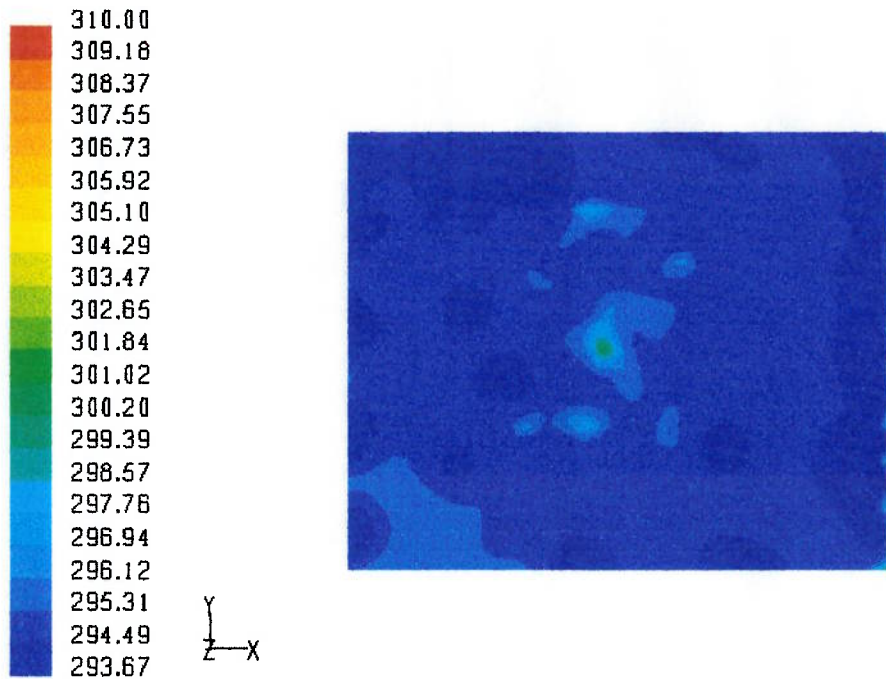


Figura 4-37 Temperatura (K) para o plano $z = 1,70$ m.

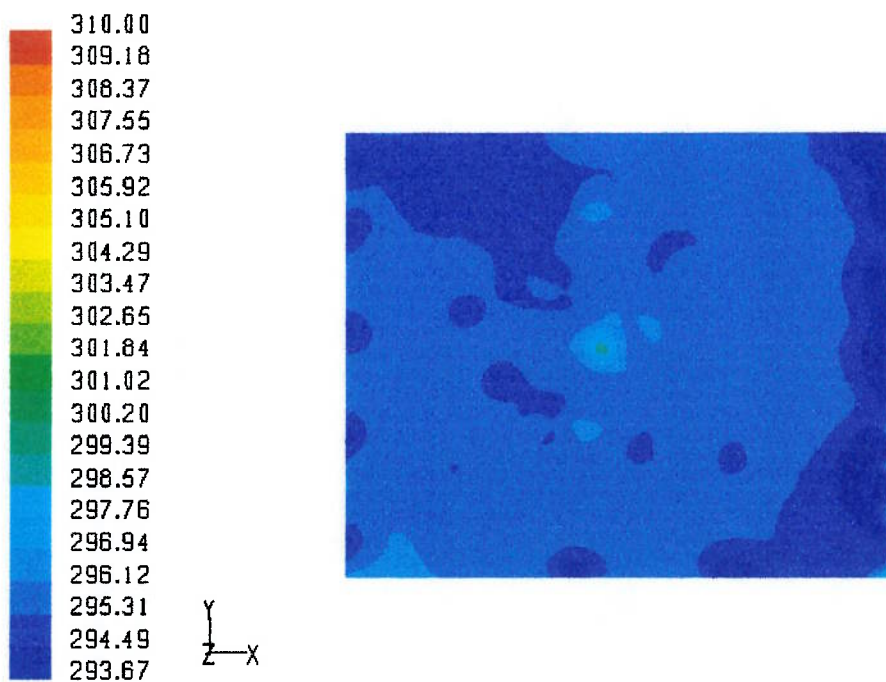


Figura 4-38 Temperatura (K) para o plano $z = 2,00$ m.

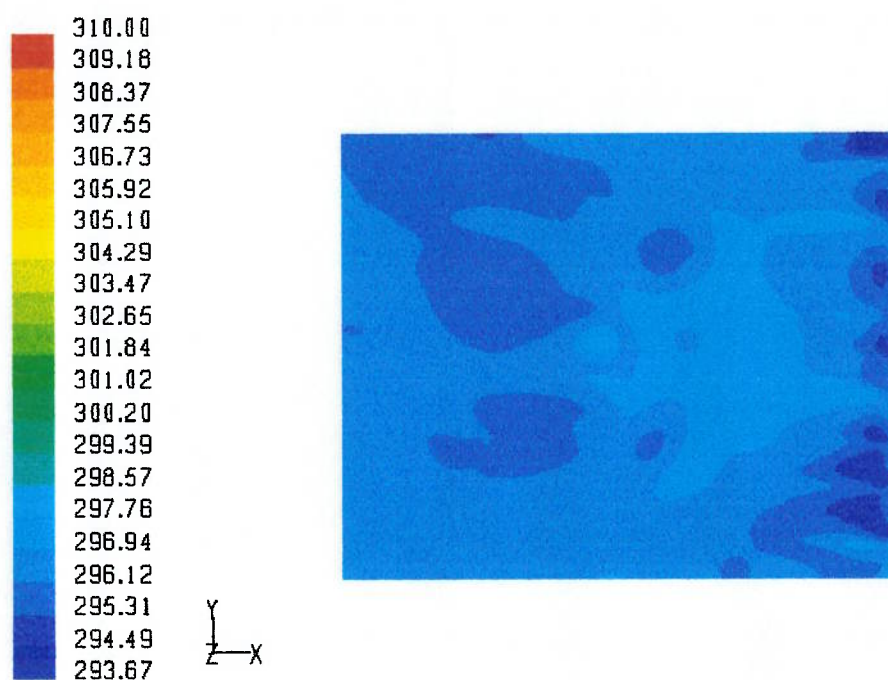


Figura 4-39 Temperatura (K) para o plano $z = 2,35$ m.

4.14.4 Velocidade

A Figura 4-40 e a Figura 4-41 apresentam resultados de campos de velocidades também obtidos com a utilização do modelo $k-\epsilon$ realizável. Para uma melhor análise e visualização, as velocidades obtidas nas simulações estão representadas por campos vetoriais. Para uma visualização adequada, a escala de cores varia de acordo com o plano (a direção representada do vetor velocidade fica mais bem indicada).

O escoamento do ar frio através do *plenum*, pode ser visualizado na Figura 4-40. Duas recirculações podem ser vistas, uma pequena à esquerda e outra maior à direita. A partir desta figura é possível realizar algumas sugestões para a melhoria da distribuição de ar no *plenum*, como, por exemplo, empregar a entrada mais centralmente distribuída ao longo de x ou o emprego de defletores (*vanes*) para direcionar o ar e tentar reduzir as recirculações.

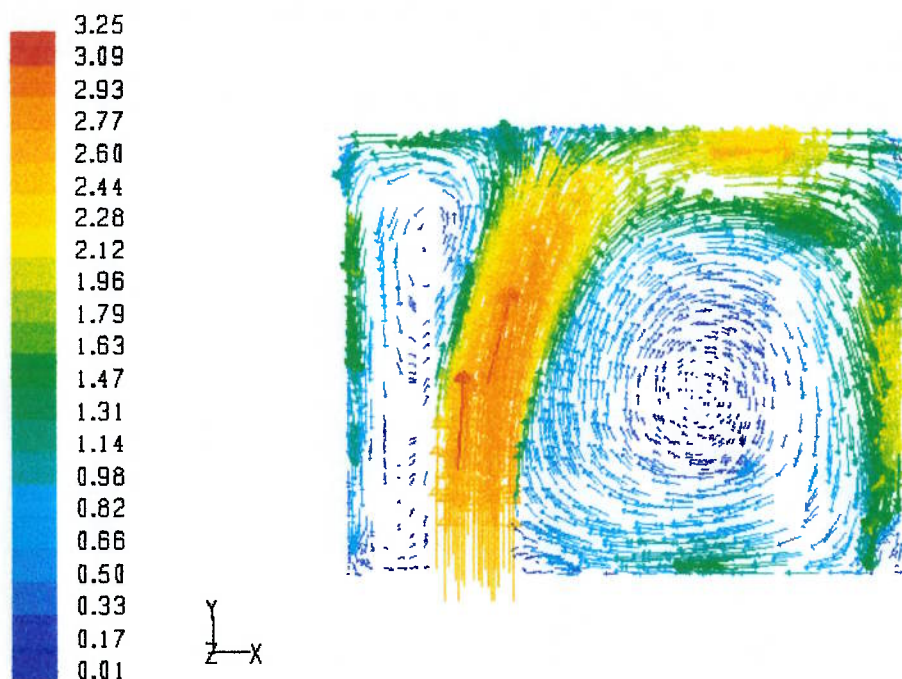


Figura 4-40 Velocidade (m/s) para o plano $z = -0,10$ m.

A distribuição de ar frio logo após a saída dos difusores, pode ser observada na Figura 4-41. Na saída dos difusores o ar frio escoa também radialmente formando uma pluma e o escoamento vindo dos difusores é limitado pelas divisórias.

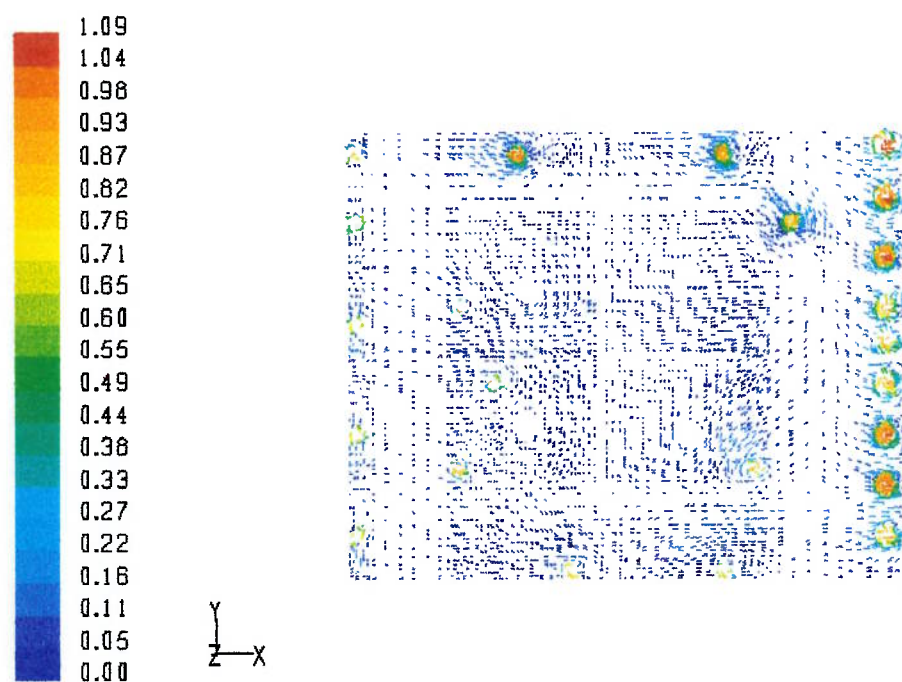


Figura 4-41 Velocidade (m/s) para o plano $z = 0,10$ m.

Na Figura 4-42 e na Figura 4-43 estão representadas linhas de corrente a partir dos difusores. Qualitativamente, estas linhas de corrente estão bem representadas, ou seja, são verificadas na prática.

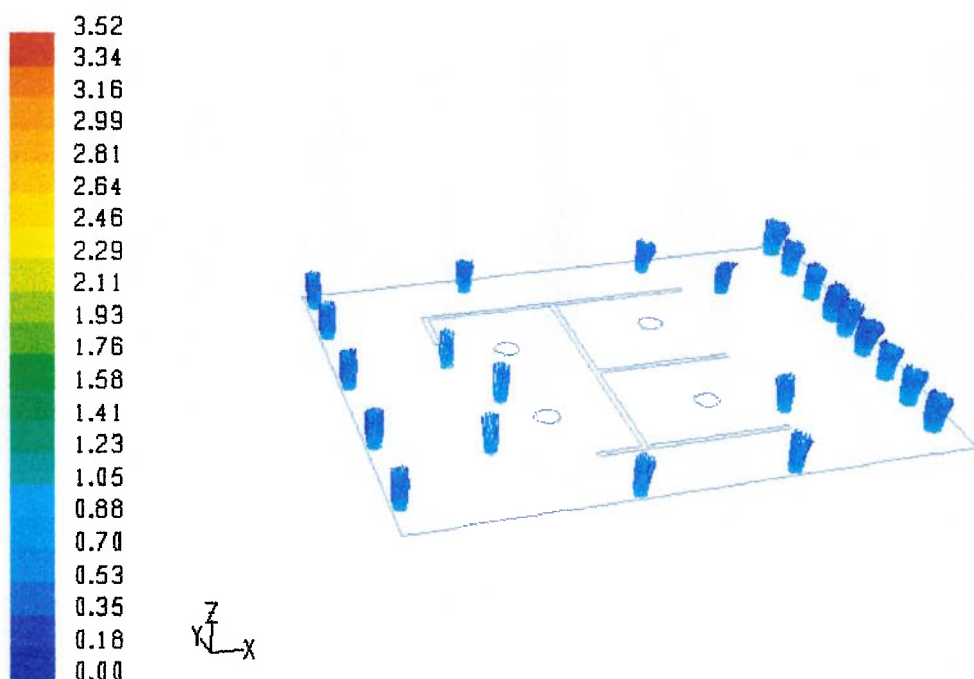


Figura 4-42 Linhas de corrente na saída dos difusores (escala em m/s).

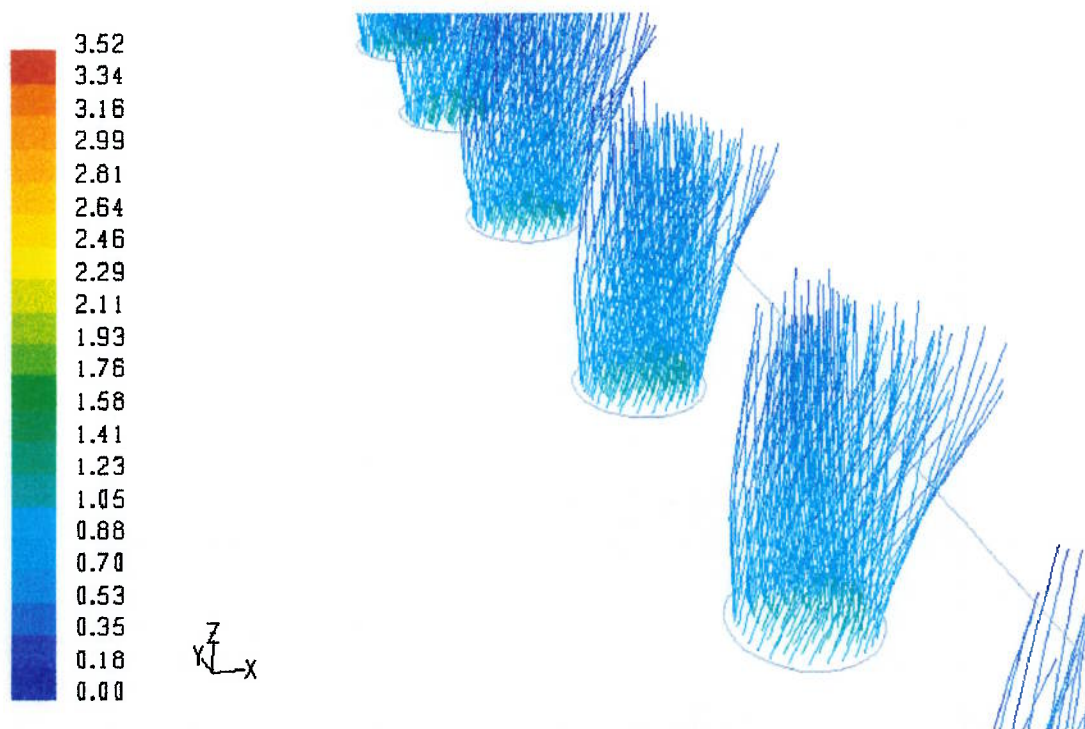


Figura 4-43 Linhas de corrente para os difusores de 200 mm (escala em m/s).

CAPÍTULO 5

DESENVOLVIMENTO DAS SIMULAÇÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos detalhes dos procedimentos adotados durante o desenvolvimento das simulações, importantes para um melhor entendimento do trabalho realizado e das dificuldades encontradas em processos de simulação numérica de escoamento de fluidos.

5.1 Malha

A primeira dificuldade encontrada para o início da simulação foi como gerar uma malha adequada à geometria real do laboratório. Para tanto, algumas hipóteses foram adotadas após um maior conhecimento das capacidades e das limitações dos programas de geração de malha e de cálculo no emprego das condições de contorno.

Devido a uma maior facilidade na geração e no controle da malha, em uma aproximação inicial foi feita uma malha tetraédrica. A malha gerada pode ser vista na Figura 5-1.

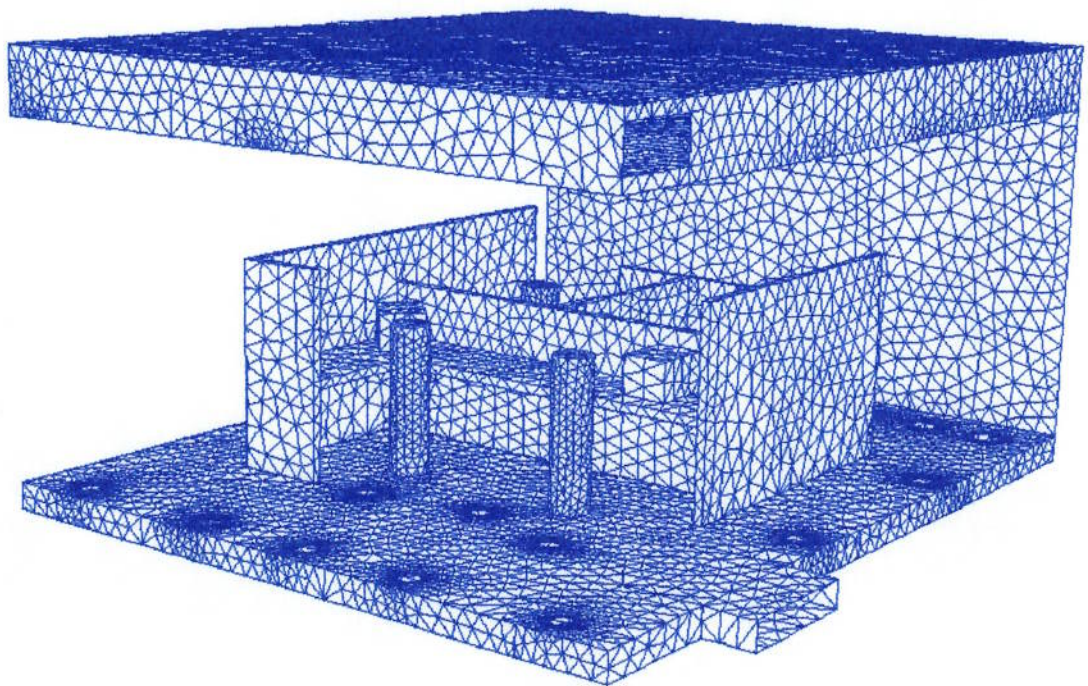


Figura 5-1 Malha tetraédrica inicialmente gerada para as simulações.

No estudo que envolve a escolha da malha, o refinamento pode ser obtido simplesmente com o aumento dos números de elementos totais ou com o aumento local da quantidade de elementos. O acréscimo de elementos locais em princípio não é o mais adequado porque não se tem idéia em quais regiões a malha deve ser mais bem refinada (um caso já simulado deveria ser analisado para se obter estas conclusões). No caso do aumento global do número de elementos, algumas malhas são escolhidas arbitrariamente e então a independência da malha é verificada ou não.

5.2 Independência de malha

O teste da independência das malhas foi realizado tanto para malhas tetragonais, quanto para malhas hexagonais. Uma das dificuldades neste tipo de teste é adequar o número de elementos para cada malha mais refinada. No caso dos elementos tetragonais, a primeira malha possuía N elementos, a segunda, $2N$ elementos e a terceira, $4N$ elementos (ou números próximos a estes fatores). Mas isto não garante que a malha com maior número de elementos seja mais refinada ou que os resultados sejam melhores pois, nas condições de contorno esta proporcionalidade pode não ser observada (o que acabou sendo verificado).

Nas malhas hexagonais, o controle do número de elementos é mais fácil de se realizar. Em cada direção do espaço tridimensional, cada malha deve aumentar em $\sqrt[3]{2}$ (adotado neste trabalho). Contudo, pode-se não observar exatamente este valor, devido à existência de algumas geometrias que necessitam de um número mínimo de elementos para serem representativas (por exemplo, o difusor não poderia ser representado por um único elemento hexaédrico devido à condição de contorno imposta).

5.3 Critério de convergência

Como a entrada e a saída do modelo estão bem definidas, são únicas e o escoamento é incompressível (devido às baixas velocidades), a escolha do critério de convergência não é trivial. No teste de independência de malha, a velocidade média ao longo do ponto de medição (do piso ao teto) foi empregada como variável de monitoramento.

5.4 Condições de contorno

O difusor foi sem dúvida o grande problema de modelagem da simulação. O software FLUENT não possui uma condição que ao mesmo tempo seja simples e representativa do fenômeno envolvido.

O difusor possui um perfil de velocidades helicoidal e ainda possui uma perda de carga. Se o difusor fosse apenas construído no modelo geométrico, o cálculo numérico iria se tornar muito lento, pois seriam necessários milhares de elementos para discretizar adequadamente o difusor. Também não seria possível empregar uma malha exclusivamente hexaédrica devido à complexidade da geometria do difusor e não se aproveitaria à curva de perda de carga fornecida pelo fabricante.

A solução adotada foi empregar uma condição de *fan* para impor uma velocidade tangencial. A adição do *fan* fornece mais energia ao sistema, assim a perda de carga original teve que ser corrigida. Contudo, a velocidade tangencial e a nova perda de carga não eram conhecidas *a priori*, fazendo-se necessário realizar algumas simulações na tentativa de se obter os valores destas variáveis e assim conseguir uma melhor aproximação dos perfis.

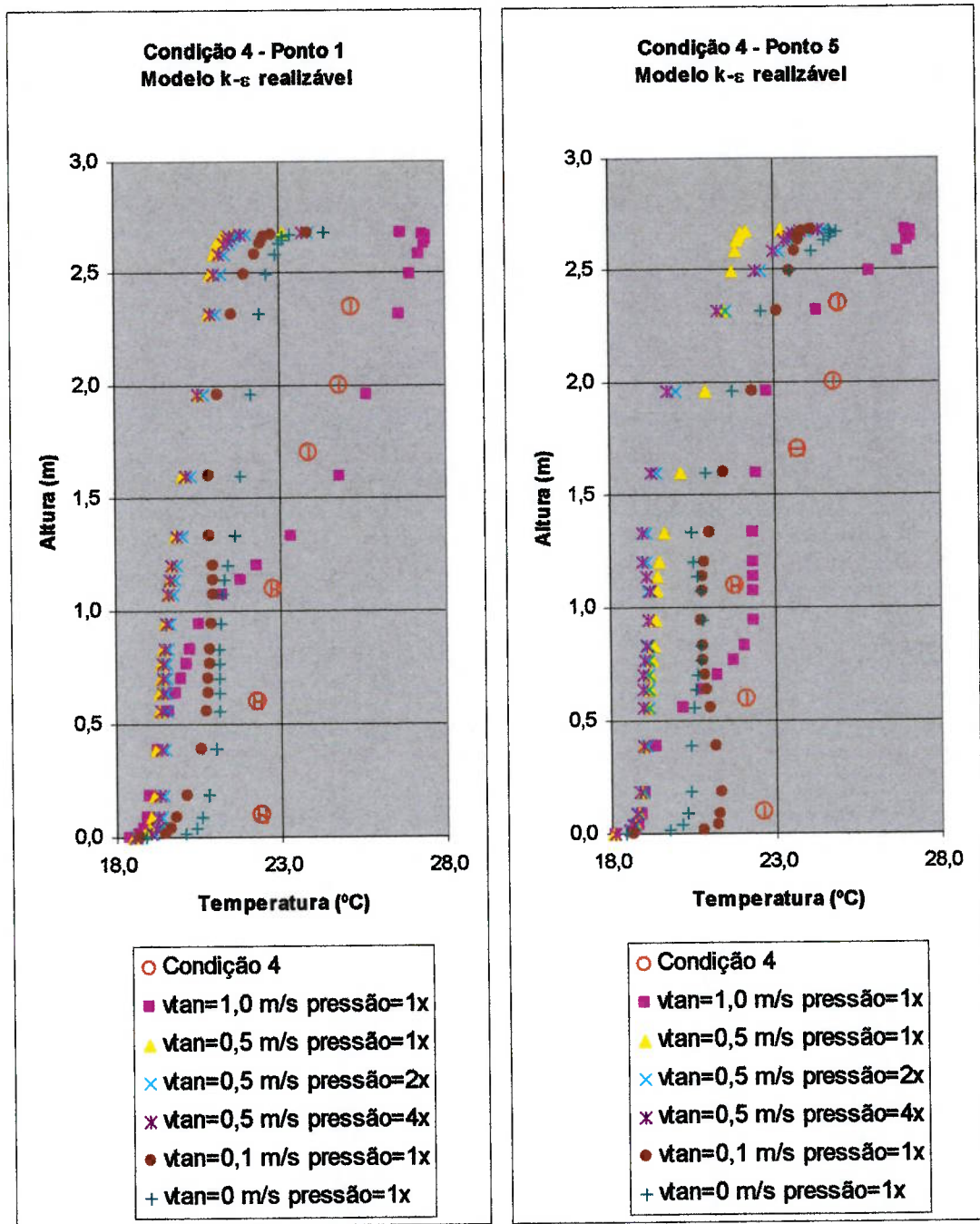


Figura 5-2 Diversos perfis de temperatura para diferentes velocidades tangenciais e perdas de carga. Ponto 1 (à esquerda) e Ponto 5 (à direita).

Algumas das simulações podem ser vistas na Figura 5-2 até a Figura 5-4. Nestas figuras estão os resultados de simulação para velocidades tangenciais com valores de 0,0 m/s; 0,1 m/s; 0,5 m/s e 1,0 m/s.

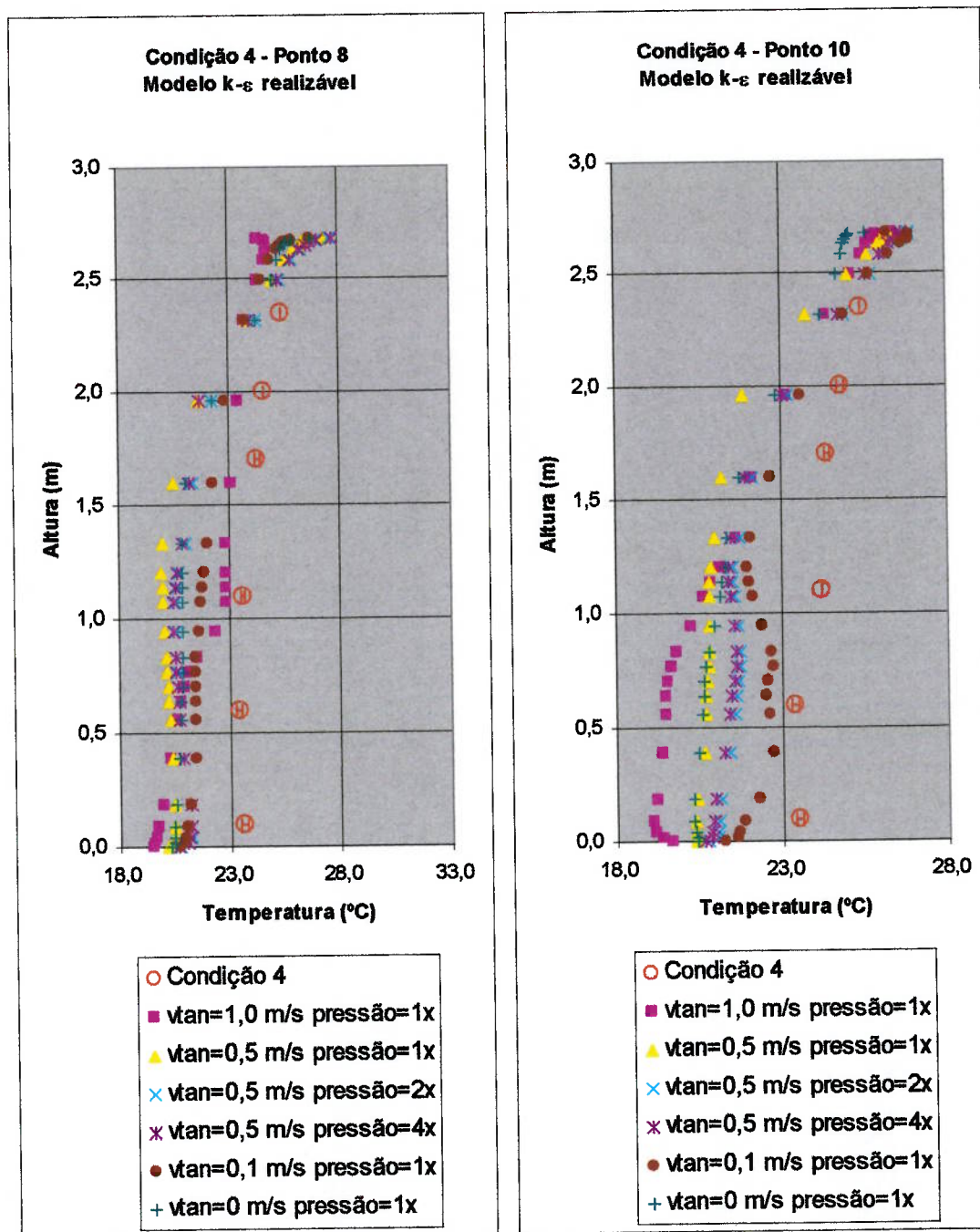


Figura 5-3 Diversos perfis de temperatura para diferentes velocidades tangenciais e perdas de carga. Ponto 8 (à esquerda) e Ponto 10 (à direita).

Há ainda perfis de temperatura obtidos com diferentes perdas de carga (uma vez, duas vezes e quatro vezes a curva de perda de carga original) para a velocidade tangencial de 0,5 m/s.

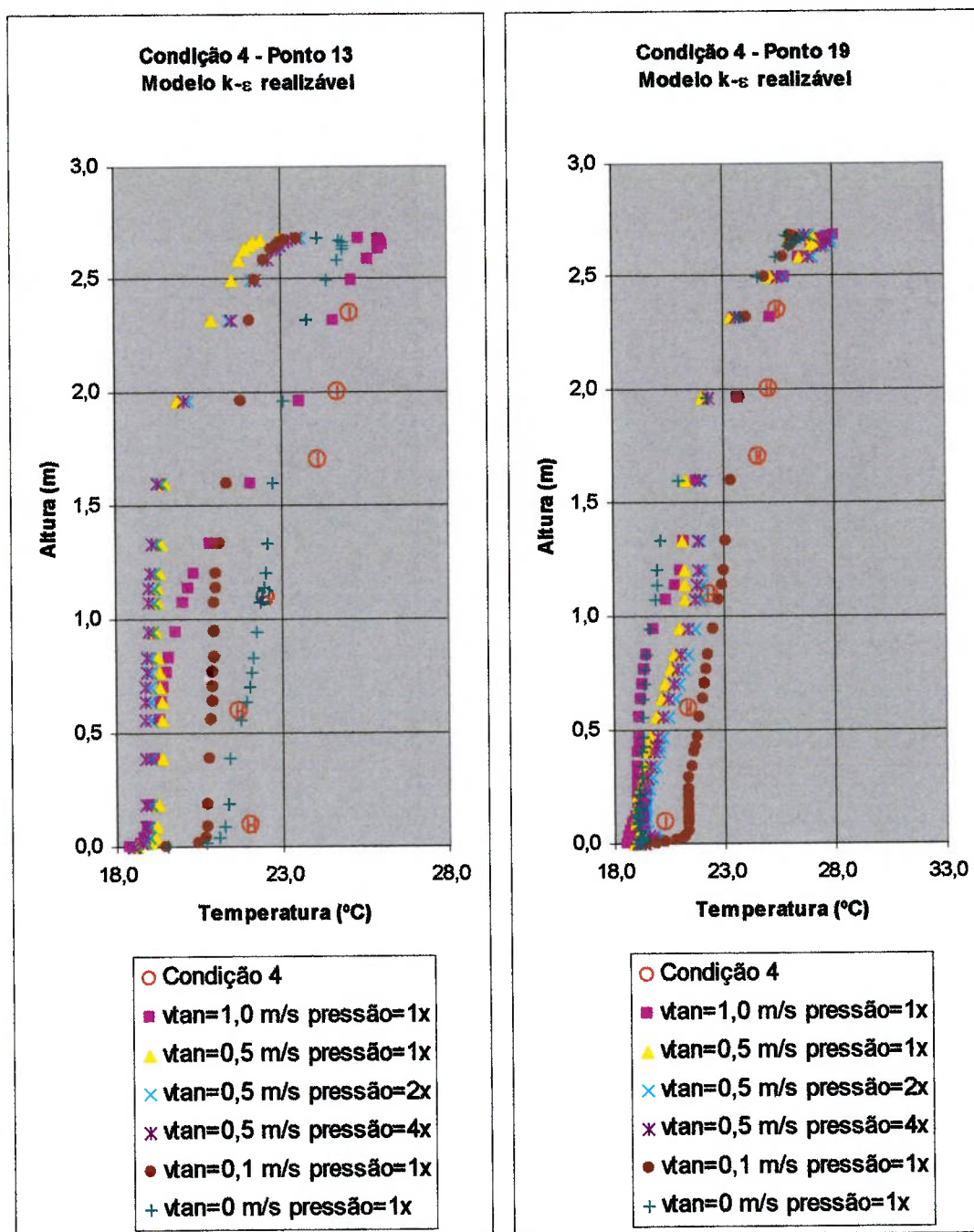


Figura 5-4 Diversos perfis de temperatura para diferentes velocidades tangenciais e perdas de carga. Ponto 13 (à esquerda) e Ponto 19 (à direita).

Como se pode notar nestas figuras, não existe uma relação direta entre a velocidade tangencial, a queda de pressão e uma melhora na aproximação dos dados experimentais de modo geral. Estas figuras sugerem que cada difusor deva possuir uma velocidade tangencial mais adequada que torna os perfis simulados mais próximos dos pontos medidos experimentalmente.

Optou-se por considerar a velocidade tangencial constante e igual para todos os difusores; o que é uma simplificação extremamente significativa na simulação. Mas que constitui uma premissa forte, que não é verificada na prática.

Além do difusor, outra condição de contorno que mereceu atenção foi o piso do ambiente (o que contém os simuladores e divisórias). Inicialmente, realizaram-se simulações com uma condição de acoplamento, ou seja, o piso se comportava como uma parede fina de metal e havia transferência de calor livremente. Entretanto, a condição adiabática é a mais próxima da real, pois elementos com grande resistência térmica (carpete, concreto, forro) existem no piso real. A comparação entre estas diferentes condições de contorno pode ser vista na Figura 5-5 e na Figura 5-6.

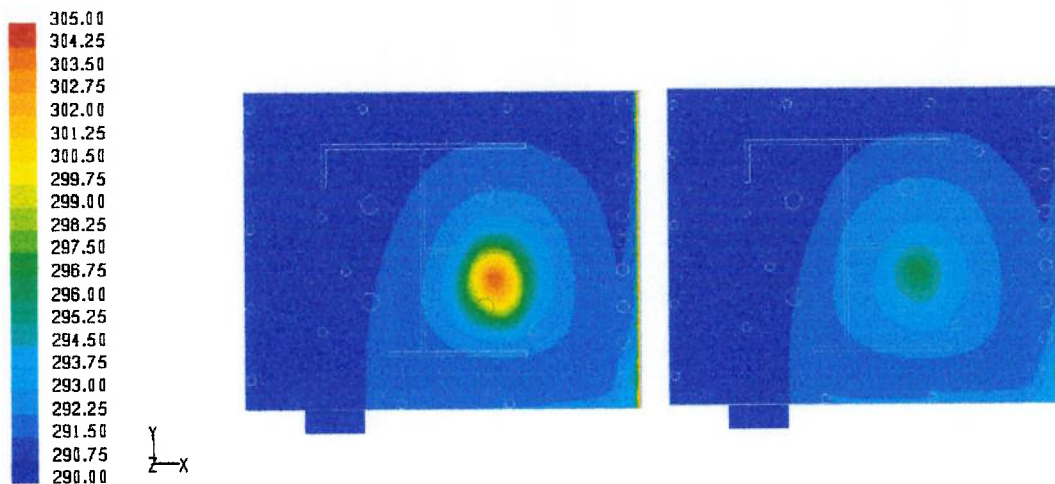


Figura 5-5 Campo de temperaturas no plano $z = -0,10$ m. Condição adiabática (à esquerda) e condição acoplada (à direita).

A diferença no ponto de estagnação chega a 10 °C, no *plenum* (Figura 5-5). No entanto, no plano imediatamente superior ao piso do ambiente, ou seja, $z = 0,10$ m, a diferença máxima de temperatura é de 1 °C (Figura 5-6). Isto indica que a condição de contorno do piso do ambiente não influencia muito a distribuição de temperatura no ambiente estudado.

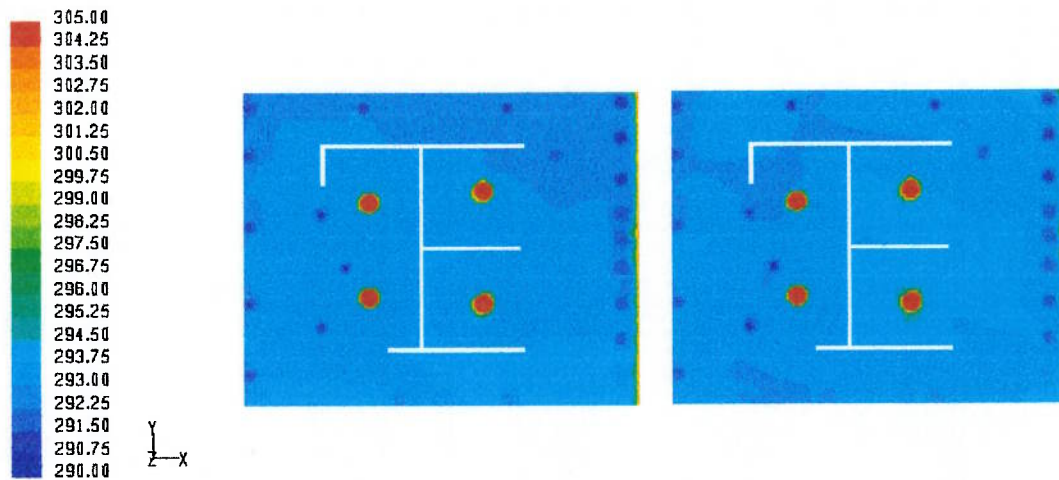


Figura 5-6 Campo de temperaturas no plano $z=0,10$ m. Condição adiabática (à esquerda) e condição acoplada (à direita).

5.5 Resultados

Alguns pontos dos resultados obtidos com a malha inicial, tetraédrica, são apresentados da Figura 5-7 até a Figura 5-10. Estas figuras indicam que se não forem tomados cuidados com a geração da malha e a implementação do modelo, pode-se obter resultados muito estranhos, como os representados na Figura 5-7 e na Figura 5-9. Falta de refinamento junto às geometrias que geram calor superficialmente pode ocasionar elevados gradientes de temperatura que posteriormente são computados como resultados corretos (o que provavelmente explica o grande desvio do perfil à esquerda da Figura 5-7). Em outras situações, a falta de um perfil de velocidades adequado ou conhecido em uma determinada região (como nos difusores) ocasiona desvios como o da Figura 5-7 (lado direito).

Outros problemas podem ser citados como fatores que causam discrepâncias, tais como regimes que são supostos permanentes mas que, devido à natureza do modelo, se comportam como transientes, ou seja, não é possível obter uma convergência adequada para o regime permanente. Esquemas numéricos de primeira ordem para se resolver às equações de conservação podem trazer problemas de dissipação numérica em alguns casos. Há ainda problemas relacionados ao refino da malha em regiões específicas, como por exemplo, nas condições de contorno (entrada e saída). A falta de um refino adequado nestas regiões propaga o erro para os demais elementos da malha e isto acarreta resultados incorretos.

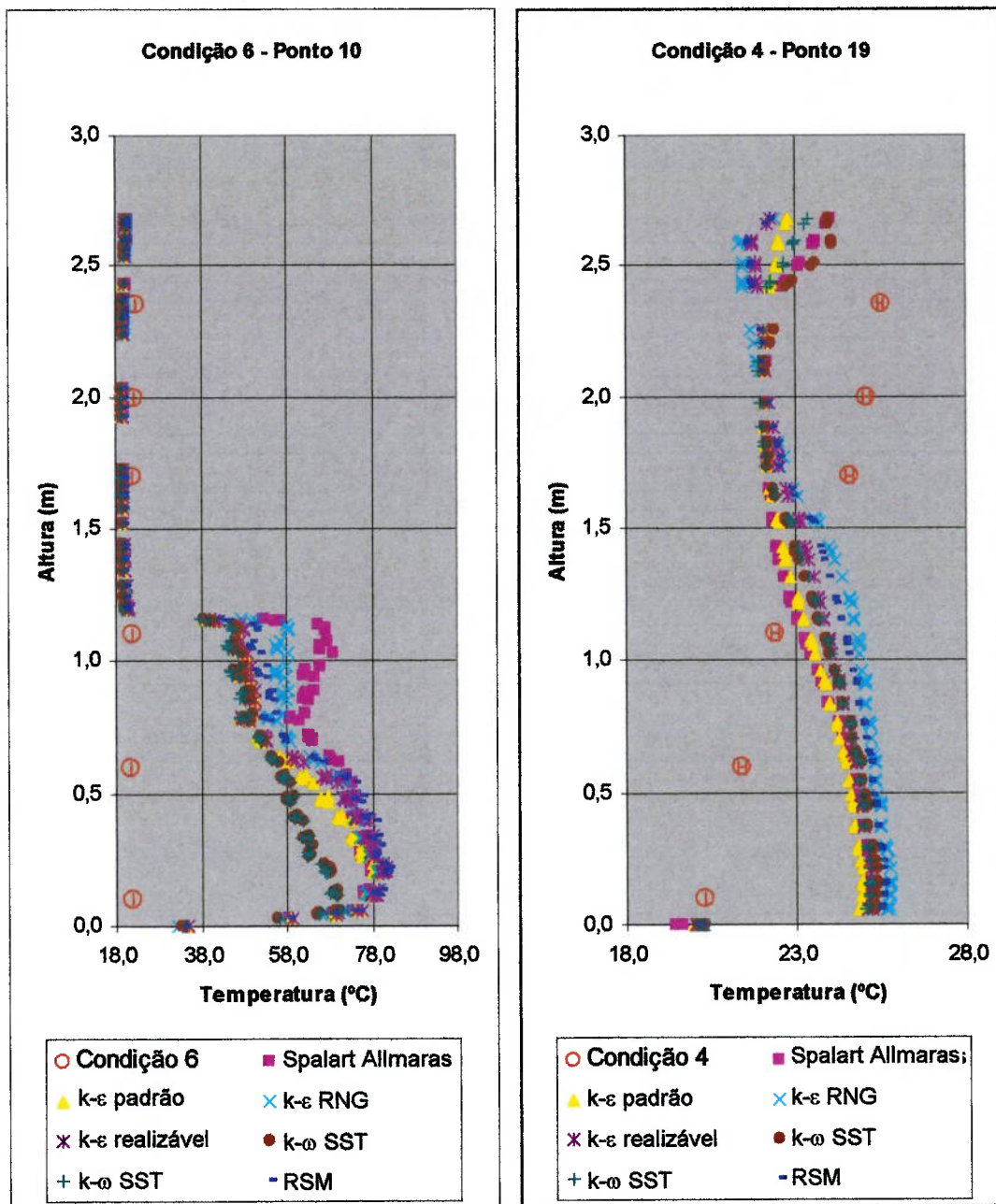


Figura 5-7 Piores resultados obtidos para o perfil de temperaturas da malha tetraédrica. Ponto 10 (à esquerda) e Ponto 19 (à direita).

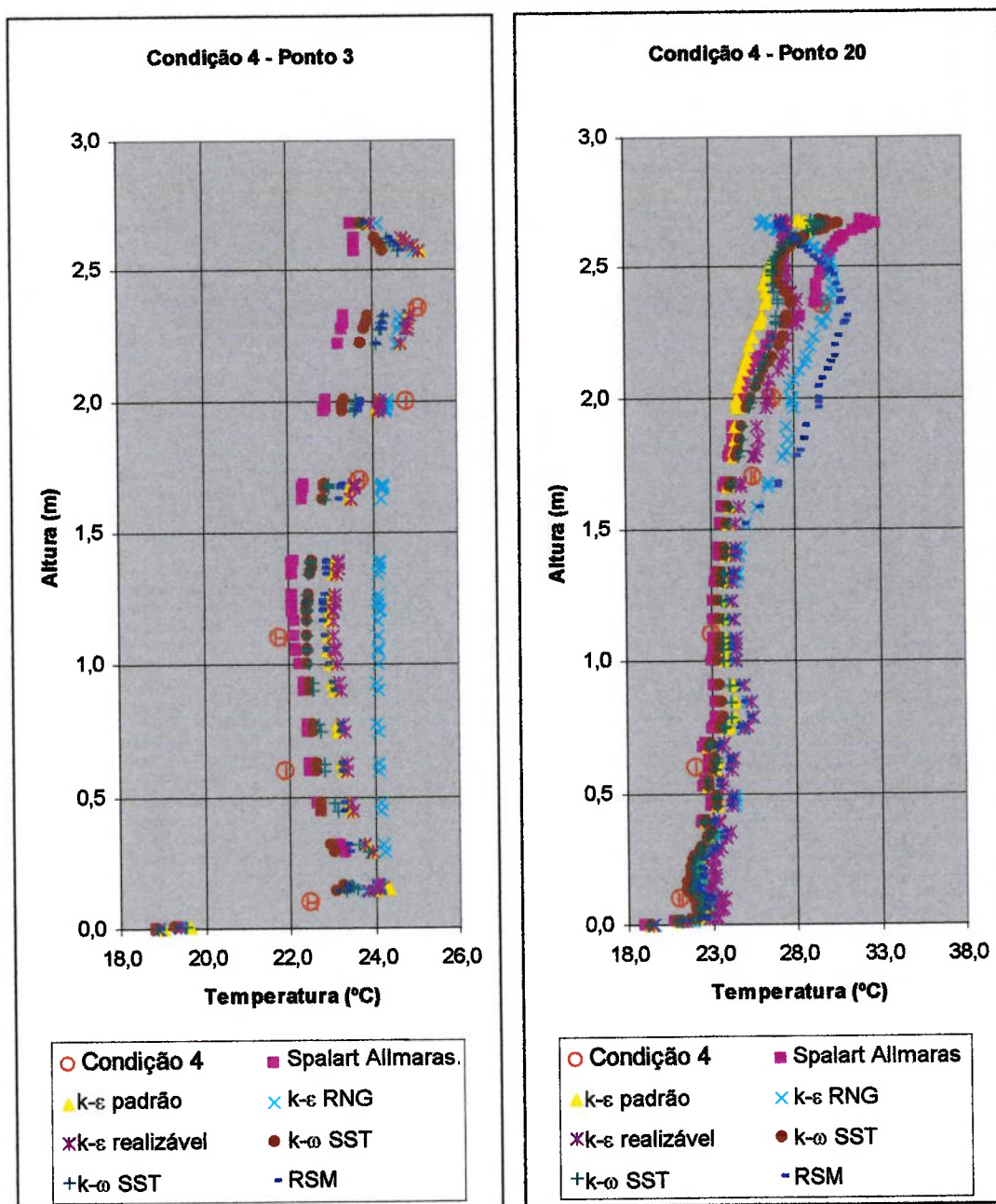


Figura 5-8 Melhores resultados obtidos para o perfil de temperaturas da malha tetraédrica. Ponto 3 (à esquerda) e Ponto 20 (à direita).

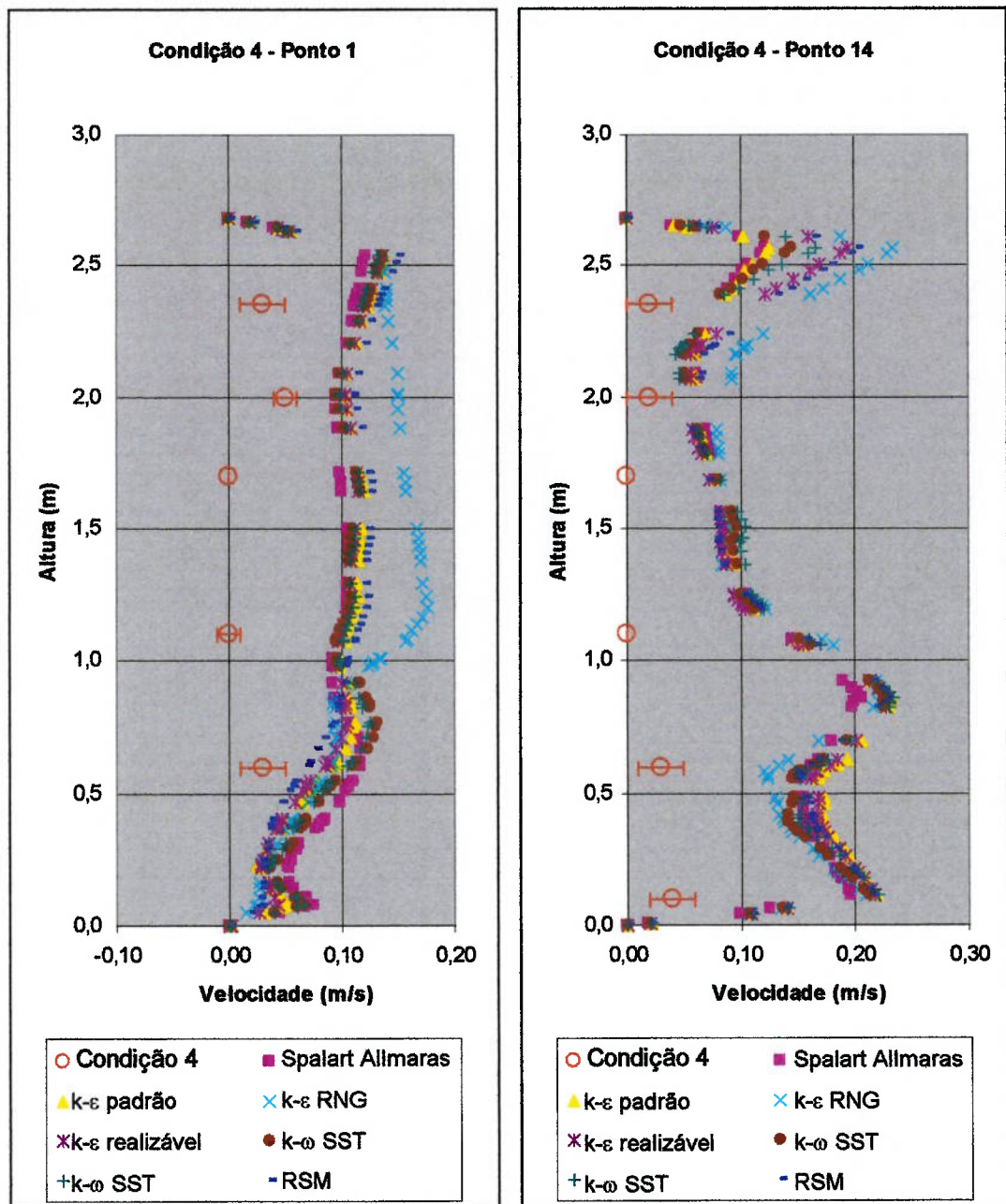


Figura 5-9 Piores resultados obtidos para o perfil de velocidades da malha tetraédrica. Ponto 1 (à esquerda) e Ponto 14 (à direita).

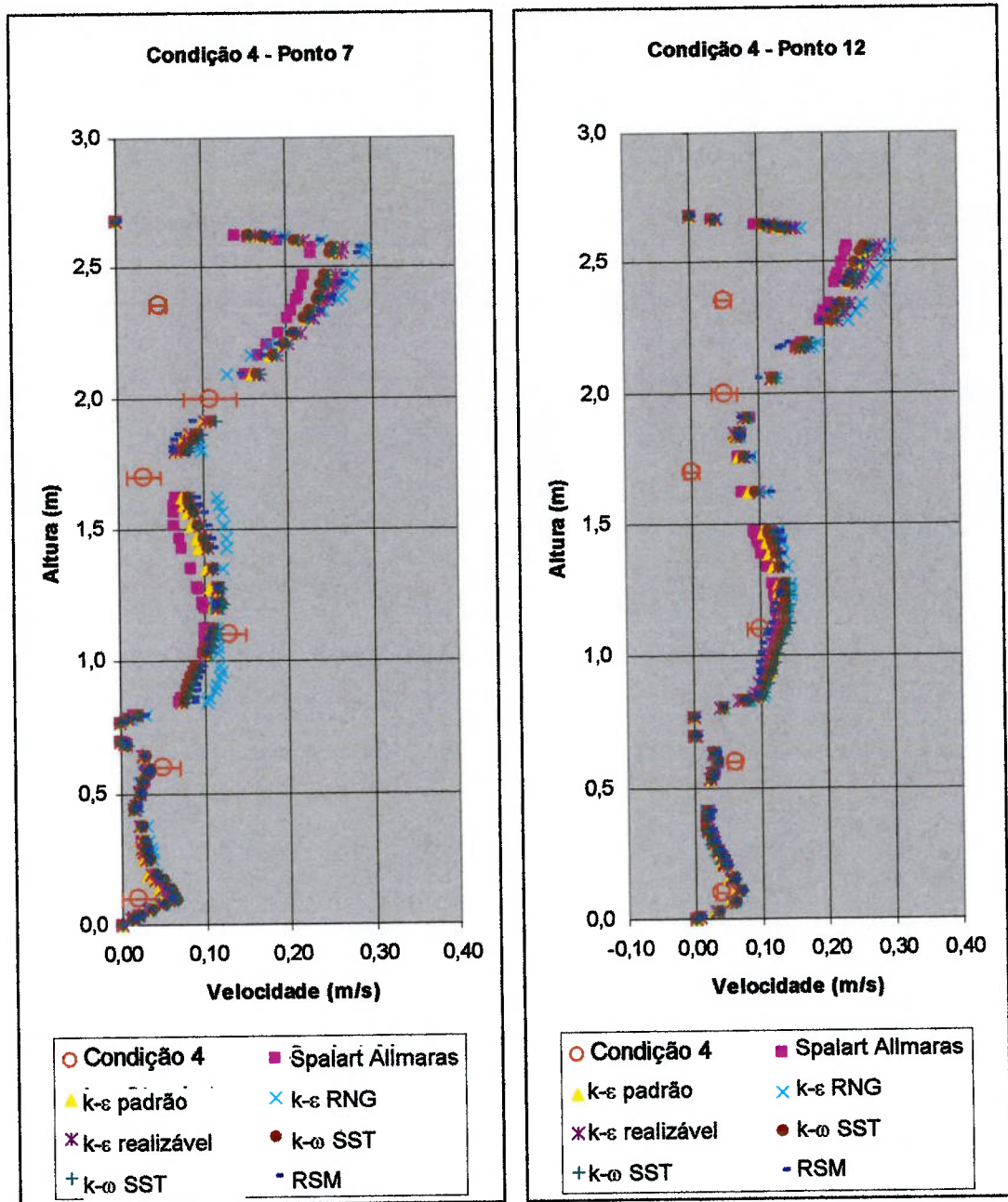


Figura 5-10 Melhores resultados obtidos para o perfil de velocidades da malha tetraédrica. Ponto 7 (à esquerda) e Ponto 12 (à direita).

CAPÍTULO 6

COMENTÁRIOS FINAIS

Um ambiente no qual as pessoas desenvolvem suas atividades no cotidiano, deve propiciar uma condição adequada de conforto térmico. Embora o conforto possa ser sentido diferentemente por cada indivíduo, a temperatura, a velocidade e a umidade do ar devem estar adequadas às atividades realizadas.

Na busca de solução para propiciar melhores condições de conforto térmico, inovações tecnológicas visando uma melhor distribuição do ar no ambiente são desenvolvidas, como por exemplo, o insuflamento de ar frio pelo piso. Como se trata de uma tecnologia relativamente nova, estudos precisam dar suporte ao seu aprimoramento e implantação em escala. Neste contexto, o uso de ferramentas computacionais é especialmente importante, pois propicia a realização de simulações com baixo custo e economia de tempo.

A simulação numérica se mostra uma ferramenta flexível (pois é possível simular diversos ambientes e/ou condições em tempo bem menor se comparado ao experimento) e de baixo custo (pois a utilização de um software é mais econômica frente à montagem de um experimento). Contudo, ao se empregar a simulação numérica alguns cuidados devem ser tomados principalmente no que se refere à validação do caso em estudo.

Inicialmente, a simulação deve possuir um processo claro e simples para se chegar a resultados satisfatórios. A simulação começa com a definição do modelo geométrico, das hipóteses quanto à geometria e das condições de contorno. A malha do modelo é gerada de modo a não produzir resultados incorretos ou imprecisos.

No presente trabalho foi realizado estudo de insuflamento pelo piso reproduzindo condições verificadas em laboratório, onde este tipo de sistema de distribuição de ar no ambiente foi instalado. O laboratório, que reproduz ambientes de escritório, foi apresentado através da geometria e disposição dos principais componentes envolvidos nas trocas de calor e perda de carga (difusores, exaustores, monitores, simuladores e parede de insolação). Alguns aspectos construtivos do laboratório contemplam situações que permitiram a adoção de hipóteses simplificativas no modelo matemático utilizado.

Três malhas foram simuladas (com condições semelhantes ao caso real) para verificar quão necessário deve ser o refinamento da malha para a produção de resultados satisfatórios. Além de observar aspectos de refinamento e possíveis problemas com as malhas, as simulações envolvendo o teste da independência de malha, serviram para tentar levantar inicialmente problemas de condições de contorno que geram divergências nos cálculos das equações de conservação.

Embora o processo de simulação possua aparente simplicidade, ele esconde todo um desenvolvimento que deve ser observado nos pequenos detalhes. Caso contrário, ao longo dos cálculos e análises é possível se deparar com erros ou incoerências que em princípio não são esperados.

A primeira dúvida quando se inicia este tipo de processo é basicamente qual tipo de malha deve ser empregada e o número de elementos adequado. Usualmente, uma malha com elementos tetragonais é um excelente começo e em muitos casos é o tipo de malha que é usado no processo de simulação até os resultados finais. Em outros estudos, é possível surgir a necessidade do emprego de prismas para se calcular corretamente os fenômenos junto à parede.

No presente trabalho em particular, as malhas tetragonais não apresentaram resposta adequada aos objetivos, quer por falta de um estudo mais aprofundado em relação ao refinamento local, quer por dificuldades em se obter respostas melhores no uso dos esquemas numéricos empregados pelo software de cálculo, no caso o FLUENT. Assim foram empregadas malhas hexagonais que são mais complexas de se construir, mas produzem resultados melhores.

Mesmo que a malha esteja adequada, ainda é necessário fazer a correspondência entre o fenômeno físico e o modelo matemático. Na maior parte das vezes isto é relativamente simples de ser feito, quando se possui valores experimentais ou medidas de variáveis de interesse nas condições de contorno impostas ao modelo. Contudo, mesmo possuindo estes dados e condições, o problema pode continuar de difícil solução, como foi verificado na modelagem dos difusores neste trabalho.

Definido o modelo matemático, a realização dos cálculos deve possuir um controle sobre a convergência, ou seja, é necessário saber quando parar a simulação sem afetar os resultados. Controlar apenas o número de iterações, ou seja, quantas

vezes as equações de conservação, constitutivas e auxiliares são resolvidas é insuficiente. Mesmo que seja realizado um monitoramento de uma ou mais variáveis (método empregado nos cálculos deste trabalho), pode ser que exista uma oscilação em torno de um valor médio que dificulta a determinação de quando parar os cálculos. A conclusão neste caso é que se está lidando com um problema que inicialmente não foi definido, por exemplo, realizar uma simulação em regime permanente quando possivelmente ocorrem alguns transientes que não poderiam ser desprezados totalmente.

Já com a malha definitiva, as condições de contorno obtidas a partir do caso real foram impostas como entrada de dados. Cálculos foram feitos a partir do modelo obtido e assim os resultados de interesse foram gerados (perfis de temperatura, perfis de velocidade, contornos de y^+ , de temperatura e de pressão). Os perfis de temperatura e perfis de velocidade em pontos determinados (pontos empregados experimentalmente) são os resultados mais interessantes a priori, pois pode-se fazer uma comparação com os dados experimentais.

A avaliação dos demais resultados (y^+ , velocidade, pressão e temperatura) foi mostrada por meio da disposição de planos de cortes do laboratório, o que tornou a visualização e o entendimento mais simples e mais eficiente.

A pressão estática está mais ligada à perda de carga dos difusores e grelhas de retorno e da saída. Portanto, é de se esperar uma maior diferença entre a região do *plenum* e do ambiente.

O *plenum* apresenta homogeneidade de temperatura (fato esperado para uma adequada distribuição de ar através dos difusores). O calor da parede da insolação consegue ser removido satisfatoriamente (não aumentando significativamente a temperatura nas regiões abaixo dos 2,00 m de altura e a 0,50 m de distância da parede de insolação). A mesma conclusão pode ser tirada no caso dos monitores e simuladores, ou seja, a distribuição de ar no ambiente consegue manter no entorno destes equipamentos uma homogeneidade de temperatura.

O campo de velocidades no *plenum* apresenta resultados interessantes para futuros estudos de posicionamento dos difusores (para se evitar regiões de estagnação e de recirculação).

Os resultados dos perfis de temperatura apresentaram valores relativamente

próximos aos experimentais, apresentando boa concordância em alguns pontos analisados. A análise dos perfis de velocidade foi dificultada em função da elevada incerteza de medição ($\pm 0,06$ m/s) nos valores experimentais. Diferenças nos valores entre temperaturas e velocidades obtidas com simulação numérica e experimentais se deveram principalmente a:

- Dificuldade da modelagem (escolha adequada da velocidade tangencial) do escoamento nos difusores ou emprego de uma condição de contorno mais adequada;
- Elementos na geometria que influenciam a velocidade naqueles pontos que foram ignorados na modelagem por questões de simplificação do modelo (como algum suporte do aparelho de medição, a dimensão do próprio sensor, a fixação do aparelho de aquisição de dados, relevo do piso inferior do *plenum* ou outro material ignorado na modelagem) e;
- O fato do piso inferior do *plenum* ainda possuir regiões com y^+ fora da faixa adequada.

A proposta de confrontar modelos de turbulência dentro da própria simulação mostra-se importante no que tange à aferição do esforço computacional. Os modelos Spalart Allmaras, todos os modelos $k-\epsilon$ e todos os modelos $k-\omega$ levaram aproximadamente 8:30h de cálculo. Enquanto isto o modelo RSM levou 12:00h a mais, mesmo partindo do modelo $k-\epsilon$ padrão, resultando em um tempo total de simulação de 20:30h. Quatro processadores de um cluster de máquinas duais IBM x335 Xeon 2.8GHz, com sistema operacional LINUX 2.6 foram usados nas simulações.

Os resultados de avaliação numérica do ambiente com insuflamento pelo piso do laboratório mostram que a utilização de códigos computacionais para simulação de escoamento de fluidos ainda não é tarefa simples. Há a necessidade de um conhecimento profundo de dinâmica dos fluidos, das potencialidades e deficiências dos programas de simulação e da utilização adequada destes programas.

Rosa (2001) também encontrou problemas similares na simulação de um ambiente condicionado, inicialmente simulado por Yuan et al. (1999a) apud Rosa (2001), “que teve como objetivo determinar a aplicabilidade de sistemas de ventilação por deslocamento e desenvolver um guia para projetos deste tipo de

sistema de ventilação”. Os problemas encontrados por Rosa (2001) foram:

- Problemas quanto à convergência, cuja tentativa de solução foi a utilização de outras abordagens, tais como: simulação transiente, emprego dos diversos modelos $k-\epsilon$, soluções por etapas (aumento gradual no emprego de equações e de mudança de variáveis), mudança nos métodos de cálculos das equações disponíveis no FLUENT, fator de relaxação das equações, variação dos parâmetros de entrada (velocidade, aceleração gravitacional, viscosidade, condutividade térmica e energia cinética turbulenta) e mudança da resolução da malha.
- Dificuldades quanto à comparação de valores de velocidade dos dados experimentais e simulados, devido à incerteza das medições e;
- Apesar de ter empregado os modelos $k-\epsilon$ (mais utilizados e adequados segundo a literatura), não conseguiu convergência adequada e resultados mais acurados em relação às velocidades do escoamento.

Finalmente, pode-se concluir que simulações envolvendo baixas velocidades ainda apresentam grandes dificuldades nos cálculos e não podem ser desprezadas. O emprego de modelos mais simples (como os modelos $k-\epsilon$), largamente utilizados na literatura, em casos mais complexos não apresenta respostas adequadas. No contexto de escoamentos mais complexos, deve-se considerar fortemente o emprego do modelo das tensões de Reynolds para produzir resultados mais satisfatórios, conforme verificado no presente trabalho e que se configura em importante contribuição deste estudo na solução do escoamento em ambientes ventilados.

A seguir, são apresentados alguns estudos de simulação numérica que poderiam ser realizados na continuidade do trabalho:

- Metodologia para posicionamento adequado dos difusores, grelhas de retorno, saídas de ar de retorno e entrada de ar, empregando-se ferramentas de otimização;
- Metodologia para disposição adequada das divisórias ou propostas de novas geometrias (divisórias permeáveis ou com furos);
- Avaliação de índices de conforto térmico por meio das variáveis obtidas numericamente;
- Comparação de resultados com simulações utilizando-se métodos nodais;

- Estudos e comparações empregando-se modelos transientes como, por exemplo, o LES (Large Eddy Simulation);
- Dispersão de contaminantes (fungos, bactérias, poeira, gases e fumaça);
- Comparação da mesma geometria com insuflamento pelo teto;
- Estudos de renovação de ar;
- Construção de códigos de programas específicos de CFD para simulação de ar condicionado em edificações (desde a geometria de um escritório ou casa até a avaliação do conforto térmico e eficiência do sistema projetado) através da especialização e aprimoramento das condições de contorno baseada nos elementos encontrados no mundo real envolvendo questões de conforto térmico e;
- Estudos de identificação de posicionamento de sensores para controle do sistema de ar condicionado, juntamente com o emprego de sistema de controle integrado ao CFD para análise de comportamento de resposta.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, 2004, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy – ANSI/ASHRAE Standard 55, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- BRADSHAW, P. Understanding and prediction of turbulent flow – 1996. International Journal Heat and Fluid Flow, vol. 18, n 1, pp 45-54. 1997.
- CHEN, Q. Prediction of room air motion by Reynolds-stress models. Building and Environment, vol. 31 n 3, pp. 233-244. 1996.
- CHEN, Q.; JIANG, Z. Significant questions in predicting room air motion. ASHRAE Transactions, vol. 9 n 1. pp.929-939. 1992.
- CHEONG, K.W.D.; DJUNAEDY, E.; CHUA, Y.L.; THAM, K.W.; SEKHAR, S.C.; WONG, N.H.; ULLAH, M.B. Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the Tropics. Building and Environment. V. 38. pp. 63 – 73. 2003.
- CHEONG, K.W.D.; DJUNAEDY, E.; POH, T.K.; THAM, K.W.; SEKHAR, S.C.; WONG, N.H.; ULLAH, M.B. Measurements and computations of contaminant's distribution in an office environment. Building and Environment. V. 38. pp. 135 – 145. 2003.
- CHOW, W.K. Numerical studies of airflows induced by mechanical ventilation and air-conditioning (MVAC) systems. Applied Energy. V. 68. pp. 135 – 159. 2001.
- CHOW, W. K.; FUNG, W. Y. Numerical studies on indoor air flow in the occupied zone of ventilated and Air-conditioned Space. Building and Environment. V. 31. n. 4. pp 319-344. 1996.
- CHUNG, I. P.; RANKIN, D. D. Using numerical simulation to predict ventilation efficiency in a model room. Energy and Buildings. V. 28. pp. 43 – 50. 1998.
- COSTA, J. J.; OLIVEIRA, L. A.; BLAY, D. Turbulent airflow in a room with a two-jet heating-ventilation system- a numerical parametric study. Energy and Buildings, vol. 32, n 3, pp. 327-343. 2000.

- DAVID, J., 1984, Under Floor Air Conditioning. *In: Journal of the Chartered Institution of Building Services*. August/1984.
- DAVIDSON, L.; NIELSEN, P. V. Large eddy simulations of the flow in a three-dimensional ventilated room. *Proceedings of the Roomvent'96*, Vol. 1, pp.161-168. 1996.
- DESTA, T. Z., BRECHT, A. V., MEYERS, J., BAELMANS, M., BERCKMANS, D. Combining CFD and data-based mechanistic (DBM) European approaches. *Energy and Buildings*. V. 36. pp. 535–542. 2004.
- FLUENT, 1998, *Fluent User's Guide*, Version 6.0. Fluent Inc. Lebanon – NH, USA.
- GAN, G. Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics. *Energy and Buildings*. V. 23. pp. 83-93. 1995.
- HAWKINS, A. N.; HOSNI, M. H.; JONES, B. W. Comparison of room air motion in a full size test room using different diffusers and operating conditions. *ASHRAE Transactions*, vol. 101 n 2, pp. 81-100. 1995.
- HONG, T.; CHOU, S.K.; BONG, T.Y. Building simulation: an overview of developments and information sources. *Building and Environment*. V. 35. pp. 347 –361. 2000.
- HUO, Y.; HAGHIGHAT, F.; ZHANG, J.S.; SHAW, C.Y. A systematic approach to describe the air terminal device in CFD simulation for room air distribution analysis. *Building and Environment*. V. 35. pp. 563-576. 2000.
- ISO, 1985, *Thermal environments: Instruments and methods for measuring physical quantities (ISO 7726)*. Geneva, International Standards Organization.
- KIM, S.E.; BOYSAN, F. Application of CFD to environmental flows. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. V. 81. pp. 145-158. 1999.
- KITADA, M.; ASANO, H.; KANBARA, M.; AKAIKE, S. Development of automotive air-conditioning system basic performance simulator: CFD technique development. *JSAE Review*. V. 21. pp. 91 – 96. 2000.
- KOSKELA, H.; HEIKKINEN, J.; NIEMELA, R.; HAUTALAMPI, T. Turbulence

- correction for thermal comfort calculation. *Building and Environment*. V. 36. pp. 247-255. 2001.
- LAM, J. C.; CHAN, A. L. S. CFD analysis and energy simulation of a gymnasium. *Building and Environment*. V. 36. pp. 351-358. 2001.
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A.; ORNSTEIN, S. W. (2000). "Work environment thermal comfort evaluation with underfloor air supply applied to commercial buildings in Rio de Janeiro, Brasil". In: 7th International Conference on Air Distribution in Rooms - ROOMVENT 2000, Reading.
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A. (2001a) "Determinação de parâmetros de conforto térmico e condições de operação de sistema de ar condicionado com insuflamento pelo piso". In: II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM 2002 , João Pessoa (CD
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A (2001b). Conforto térmico em ambientes de escritórios com distribuição de ar pelo piso. In: VII Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de ar – CONBRAVA 2001. São Paulo, ABRAVA, p. 119
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A. (2002). "Analysis of the underfloor air distribution system: Thermal comfort and energy consumption". In: 8th International Conference on Air Distribution in Rooms - ROOMVENT 2002 , Copenhagen.
- LEITE, B. C. C. (2003). Sistema de Ar Condicionado com Insuflamento pelo Piso em Ambientes de Escritórios: Avaliação do Conforto Térmico e Condições de Operação. Tese de Doutorado.
- LEITE, B. C. C.; MENDES JR, C. G.; TRIBESS, A. (2003). "Underfloor air conditioning system - Operational conditions for comfort in office environments". In: 17th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM 2003, São Paulo. (CD-ROM).
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A. (2004) "Individually controlled office environments – Thermal comfort parameters determination". In: 9th International Conference on Air Distribution in Rooms - ROOMVENT 2004. Coimbra.

- MURAKAMI, S.; KATO, S.; KIM, T. Indoor climate design based on CFD Coupled simulation of convection, radiation, and HVAC control for attaining a given PMV value. *Building and Environment*. V. 36. pp. 701–709. 2001.
- ORNSTEIN, S. W.; ANDRADE, C. M. DE; LEITE, B. C. C., 1999, Office Workplaces in São Paulo, Brazil: Some Buildings Performance Considerations. *Proceedings of the 30th Annual Conference of the Environmental Design Research Association – EDRA 30, Orlando-USA*.
- PUSTELNIK, M. Metodologia computacional para o estudo do efeito da cablagem na distribuição de temperatura em equipamentos eletrônicos. 2004. 81p. Dissertação (Mestrado) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Área de Aerodinâmica, Propulsão e Energia. São José dos Campos, 2004.
- PUSTELNIK, M.; TRIBESS, A. Avaliação de ambientes com insuflamento de ar frio pelo piso utilizando simulação numérica. *MERCOFRIO 2002 – Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul*. 2002.
- ROSA, J. A. Determinação dos campos de velocidade e temperatura em ambientes ventilados. 2001. 90p. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2001
- SCHILLER, G. et al., 1988, A Field Study of Thermal Environments and Comfort in Office Buildings. Final Report, *ASHRAE* (v. 426) – RP, January, C-04-88. Berkeley, CA University of California.
- SODEC. F. CRAIG, R., 1990. The underfloor air supply system – the European experience. *In: ASHRAE Transactions*, v. 96, p. 690 – 695, ASHRAE, Atlanta, GA, USA.
- TEODOSIU C.; RUSAOUEN G.; LAPORTHE S., 2000, Improvement application of CFD to ventilated enclosures – A test case, *Proceedings of the Roomvent' 2000, Reading-UK*, vol. 1, pp. 455-460.
- VERSTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W., 1995, An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method, Longman, Malaysia.

WANG, F.; WARD, I. C. The development of a radon entry model for a house with a cellar. *Building and Environment*. V. 35. pp.615-631. 2000.

WANG, S.; ZHU, D. Application of CFD in retrofitting air-conditioning systems in industrial buildings. *Energy and Buildings*. V. 35. pp. 893-902. 2003.

XING, H.; HATTON, A.; AWBI, H. B. A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation. *Building and Environment*. V. 36. pp. 809-820. 2001.