

LUCIANA TIEMI ARAKI

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DE SISTEMA DE AR CONDICIONADO
TIPO *SPLIT* EM AMBIENTES DE ESCRITÓRIO**

Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Engenheira
Mecânica.

São Paulo
2004

LUCIANA TIEMI ARAKI

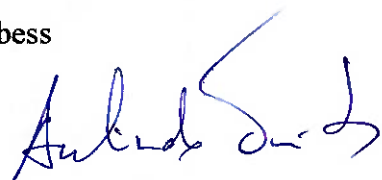
**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DE SISTEMA DE AR CONDICIONADO
TIPO *SPLIT* EM AMBIENTES DE ESCRITÓRIO**

Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Engenheira
Mecânica.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientadores:
Prof. Dr. Arlindo Tribess

São Paulo
2004


17/12/2004.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. Arlindo Tribess, pela dedicação e apoio à realização deste trabalho, pela sua amizade e incentivo em todos os momentos.

Ao Marcelo Pustelnik por toda atenção despendida e pelas diretrizes para elaboração das malhas e simulações.

Aos amigos, professores e funcionários da Escola Politécnica pelo coleguismo, apoio e incentivo ao meu trabalho.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho constitui-se de um estudo numérico tridimensional do comportamento térmico de um ambiente com sistema de ar condicionado tipo *Split*. O ambiente analisado reproduz uma sala de escritórios com estações de trabalho para quatro pessoas, incluindo mesas, computadores, monitores, iluminação e painel de lâmpadas simulando insolação, entre outros componentes.

Este estudo tem por objetivo determinar os campos de velocidade e temperatura do escoamento de ar no ambiente analisado para avaliação do conforto térmico proporcionado por este tipo de sistema. Desse modo, é possível avaliar não só a viabilidade da aplicação, mas também a determinação das condições ótimas de uso deste sistema.

O procedimento numérico utilizado baseia-se na resolução de equações de conservação de energia e quantidade de movimento em um domínio de cálculo discretizado com o uso do Método dos Volumes Finitos. Os efeitos da turbulência são levados em consideração através da utilização do modelo de turbulência K- ϵ . As simulações numéricas apresentadas no presente trabalho foram realizadas com o uso do código Fluent.

Para verificação da acuracidade do modelo utilizado, os resultados obtidos pela simulação foram comparados com resultados de análises experimentais obtidos no laboratório de Conforto Térmico do PME EPUSP.

As simulações do ambiente de escritório com ar condicionado tipo Split apresentaram concordâncias razoáveis para os perfis de temperatura. Já para os perfis de velocidade, a concordância não foi tão boa quanto à esperada. Para melhoria desses resultados, seria necessário um refinamento da malha principalmente na região de insuflação, tratamento especial para regiões próximas à parede e variações nas condições de contorno estabelecidas no Fluent.

ABSTRACT

This work presents a three-dimensional numerical study of the thermal behavior of an environment with a split air conditioning system. The analyzed environment reproduces offices environments with four workstations, including tables, computers, monitors, illumination and a panel of lamps simulating solar radiation, among other components.

The aim of the numerical study is the prediction of air temperature and air velocity distribution to analyze thermal comfort conditions. As a result, it is possible to analyze the feasibility and also determine the optimal work condition of this system.

The numerical simulation method is based on the solution of momentum and energy conservation equations in a discretized domain using finite volume method. The turbulence effects were accounted using the k-e turbulence model. The numerical simulations were obtained using the Fluent CFD code. The simulation accuracy was verified comparing simulation results with experimental results obtained at the laboratory of Thermal Comfort of PME-EPUSP.

The simulations results for the office environments with the split air conditioning system presented reasonable agreements for the temperature profiles. Already for the velocity profiles, the agreement was not as good as expected. For improvement of those results, it would be mainly necessary a refinement of the mesh in the air supply area, with special attention for the wall and boundary conditions used in the Fluent program.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE ABREVIATURAS

INTRODUÇÃO	1
1. REVISÃO DA LITERATURA	2
2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	4
2.1 SISTEMA DE AR CONDICIONADO TIPO SPLIT	4
2.2 LABORATÓRIO DE CONFORTO TÉRMICO PME-EPUSP	6
2.3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	8
3. MODELOS DE TURBULÊNCIA	10
3.1 EQUAÇÕES DO MODELO DE TURBULÊNCIA	11
3.2 MODELO DE TURBULÊNCIA K- ϵ	12
4. METODOLOGIA EMPREGADA	13
4.1 SIMULAÇÃO DE AMBIENTE APRESENTADO NA LITERATURA	13
4.1.1. CONDIÇÕES DE CONTORNO DA SIMULAÇÃO	15
4.1.2. RESULTADOS OBTIDOS.....	15
5. SIMULAÇÃO DE UM AMBIENTE DE ESCRITÓRIO COM <i>SPLIT</i>.....	18
5.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA SIMULAÇÃO	20
5.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO	21
5.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	27
5.4 ANÁLISE DAS CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO	31
5.4.1 DETERMINAÇÃO DO VOTO MÉDIO ESTIMADO	32
6. CONCLUSÕES	38
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	40
ANEXO 1.....	42

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1- Sistema de ar condicionado Split sem dutos	5
Figura 2-2 - Aplicação do Sistema Multi-Split	5
Figura 2-3 - Câmara de testes do Laboratório de Conforto Térmico PME – USP	7
Figura 2-4 - Fluxo de ar no interior da câmara de testes	7
Figura 4-1 – Geometria do problema apresentado por Teodosiu et. al. (2000)	14
Figura 4-2 – Malha gerada para o problema	14
Figura 4-3 - Distribuição de temperatura para $x = 1.0$ m	16
Figura 4-4 - Distribuição de velocidades para $x = 1.0$ m	16
Figura 4-5 - Distribuição de temperaturas para $x = 1.8$ m	17
Figura 4-6 - Distribuição de velocidades para $x = 1.8$ m	17
Figura 5-1 – Dimensões da malha gerada	18
Figura 5-2 - Malha gerada para o a simulação do Laboratório	19
Figura 5-3 – Planos utilizados para geração dos perfis de temperatura e velocidade	21
Figura 5-4- Perfil de temperatura na seção XZ localizada no centro da sala	22
Figura 5-5 - Perfil de velocidade na seção XZ localizada no centro da sala	22
Figura 5-6 - Perfil de temperatura na seção YZ localizada no centro da sala	23
Figura 5-7 - Perfil de velocidade na seção YZ localizada no centro da sala	23
Figura 5-8 – Perfil de temperatura para $z = 0.1$ m	24
Figura 5-9 – Perfil de velocidades para $z = 0.1$ m	24
Figura 5-10 – Perfil de temperaturas para $z = 0.6$ m	25
Figura 5-11 – Perfil de velocidades para $z = 0.6$ m	25
Figura 5-12 – Perfil de temperatura para $z = 1.1$ m	26
Figura 5-13 – Perfil de velocidade para $z = 1.1$ m	26
Figura 5-14 – Pontos utilizados para comparação com dados experimentais	27
Figura 5-15 – Comparação do perfil de temperatura do ponto 13	27
Figura 5-16 – Comparação do perfil de temperatura do ponto 14	28
Figura 5-17 - Comparação do perfil de temperatura do ponto 15	28
Figura 5-18 - Comparação do perfil de temperatura do ponto 16	29

Figura 5-19 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 13	29
Figura 5-20 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 14	30
Figura 5-21 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 15	30
Figura 5-22 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 16	31
Figura 5-23 – Perfil de temperatura para a região dos simuladores S1 e S2	36
Figura 5-24 - Perfil de velocidade para a região dos simuladores S1 e S2	36
Figura 5-25 - Perfil de temperatura para a região dos simuladores S3 e S4	37
Figura 5-26 - Perfil de velocidade para a região dos simuladores S3 e S4	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 5-1 – Espaçamento da malha gerada para o laboratório	19
Tabela 5-2 – Carga térmica	20
Tabela 5-3 – Condições de contorno definidas para o problema	21
Tabela 5-4 – Determinação do PMV para os pontos de comparação	34

LISTA DE SÍMBOLOS

C: taxa de calor perdido pela pele por convecção	[W/m ²]
C _R : taxa de calor convectivo perdido pela respiração	[W/m ²]
C _μ : constante do modelo de turbulência <i>K</i> - ϵ	
D _h : diâmetro hidráulico	[m]
E _P : taxa de calor evaporativo perdido pela pele	[W/m ²]
E _R : taxa de calor evaporativo perdido pela respiração	[W/m ²]
I: intensidade turbulenta	[%]
k: condutividade térmica	[W/m.K]
K: energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
M: taxa de calor metabólico	[W/m ²]
R: taxa de calor perdido pela pele por radiação	[W/m ²]
Re: número de Reynolds	
u _i , u _j : componentes cartesianas da velocidade instantânea	[m/s]
u' _i , u' _j : componentes cartesianas da flutuação de velocidade	[m/s]
W: taxa de calor gasta pelo trabalho dos músculos	[W/m ²]

Letras gregas:

δ_{ij} : delta de Kronecker	
μ : viscosidade molecular	[kg/s.m]
ν : viscosidade cinemática	[m ² /s]
ν_t : viscosidade cinemática turbulenta	[m ² /s]

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
ISO	International Organization for Standardization
LES	Large Eddy Simulation
PMV	Voto médio estimado
PPD	Porcentagem de pessoas insatisfeitas

INTRODUÇÃO

Atualmente existem diversos tipos de sistemas de ar condicionado no mercado. Na escolha do sistema de ar condicionado influem diversos fatores, dentre eles pode-se citar: o espaço disponível, o tipo de ocupação, a capacidade de refrigeração, a renovação de ar, os custos de instalação, os custos de operação e manutenção, entre outros.

O sistema de ar condicionado tipo Split é usualmente indicado para ambientes menores e com uso intermitente. É um sistema que apresenta grande flexibilidade, sendo próprio para instalação em ambientes sem comunicação direta com o meio externo, pois apresenta facilidade de instalação da unidade condensadora em lajes e ambientes externos ao edifício.

A preocupação com o conforto térmico dos usuários muitas vezes não é considerada no momento da escolha do equipamento e do local de instalação. Desse modo, freqüentemente a instalação do sistema de ar condicionado de forma não planejada, acarreta insatisfação dos usuários por desconforto térmico e até problemas de saúde. Por estes motivos, vem sendo notada a necessidade de realizar estudos que visam otimizar a utilização do equipamento e proporcionar melhores condições de uso.

Por ser relativamente novo no mercado, o sistema Split ainda não possui muitos estudos publicados sobre o seu desempenho. No entanto, sua utilização cada vez mais freqüente e problemas de conforto térmico decorrentes de sua incorreta utilização justificam a realização deste trabalho. Para realização de um estudo mais aprofundado sobre o seu desempenho, incluindo condições de projeto, carga térmica, potencial de conservação de energia e conforto térmico, há a necessidade de levantamentos experimentais e realização de simulações numéricas.

Com relação ao desenvolvimento de trabalhos experimentais, foi instalado com o apoio da FAPESP e de indústrias do setor, um laboratório que reproduz ambientes de escritório no PME-EPUSP (LEITE, 2003). Os experimentos realizados neste laboratório servirão de base para comparação com os resultados simulados a fim de verificar a acuracidade dos modelos de simulação utilizados.

1. REVISÃO DA LITERATURA

As simulações numéricas representam uma alternativa rápida e de baixo custo operacional que traz grande flexibilidade para realização de análises sem a necessidade de construir um protótipo. Através de modelos próximos da condição real, é possível fazer quantas modificações forem necessárias e experimentar como o sistema a ser projetado se comportará de forma rápida e concisa. Por meio das simulações é possível obter os campos de velocidade e temperatura do escoamento de ar no interior da sala através da definição de parâmetros e condições de contorno. Contudo, deve-se tomar precauções para obter resultados confiáveis, pois não necessariamente o resultado das simulações corresponde à condição real.

Em Teodosiu et al. (2000) foi realizada a simulação de um ambiente tridimensional onde o fornecimento de ar é feito por um único difusor colocado junto ao teto e a exaustão é feita na parede oposta junto ao chão do ambiente. Para realizar as simulações foi utilizado o programa Fluent com uma variante do modelo de turbulência K- ϵ padrão, denominado K- ϵ realizável. Naquele trabalho foram obtidas diferenças máximas de 3,5% entre os resultados simulados e os medidos em laboratório, constituindo-se em ótima concordância.

Em Rosa et al. (2001) foi realizada a simulação de um ambiente de escritório composto por mesas, computadores, armários, janela, lâmpadas e ocupantes. O fornecimento de ar no ambiente é feito por meio de um difusor junto à parte inferior de uma das paredes e a exaustão é feita por uma seção localizada na parte central do teto. Devido a problemas de convergência encontrados com a utilização do modelo de turbulência K- ϵ , foi utilizado um modelo de turbulência simplificado. Neste modelo o escoamento é considerado laminar, de modo que os efeitos da turbulência não são considerados diretamente nas equações de conservação resolvidas. A turbulência essencialmente se manifesta pela presença de mecanismos adicionais de transporte de quantidade de movimento e de calor. Neste modelo, esse aumento do transporte da quantidade de movimento e de calor é considerado através do aumento artificial da viscosidade molecular μ e da condutividade térmica k , resultando em um aumento das

difusividades ν e α do fluido cujo escoamento está sendo simulado. Os resultados da simulação foram comparados com os resultados experimentais apresentados em Yuan et. al. (1999) obtidos em uma instalação de testes existente no Massachusetts Institute of Technology - MIT em Cambridge, EUA. Rosa (2001) faz um relato dos diversos trabalhos existentes sobre simulação numérica de escoamentos em ambientes internos e comenta as dificuldades de selecionar um modelo de turbulência adequado para este tipo de problema.

Pustelnik e Tribess (2002) comentam brevemente a seleção dos modelos de turbulência que melhor descrevem o escoamento em ambientes ventilados. Neste trabalho é apresentada a simulação de um ambiente de escritório com sistema de ar condicionado com insuflação pelo piso. O ambiente simulado corresponde à câmara de testes do Laboratório de Conforto Térmico instalado no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP (Leite, 2003), sendo o mesmo ambiente a ser utilizado nas simulações do presente trabalho. Pustelnik e Tribess (2002) testaram os modelos de turbulência K- ϵ padrão e K- ϵ realizável, porém a convergência somente foi obtida com a utilização do modelo K- ϵ padrão.

2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

A seguir serão apresentadas descrições e informações sobre o sistema de ar condicionado Split, sobre a geometria da câmara de testes utilizada no problema, sobre as condições de operação e comentários sobre a metodologia adotada.

2.1 SISTEMA DE AR CONDICIONADO TIPO SPLIT

Os sistemas de ar condicionado Split podem ser divididos em duas classes: com dutos e sem dutos. De forma geral, os sistemas tipo Split são compostos por uma unidade interna (evaporador), uma unidade externa (compressor e condensador), tubulações de fluido refrigerante e conexões elétricas.

No sistema Split com dutos de insuflação, a unidade condensadora externa bombeia fluido refrigerante para uma grande unidade interna composta por um evaporador e um ventilador, denominada “fan-coil”. Os dutos são conectados ao “fan-coil” e fazem a distribuição do ar refrigerado. Este tipo de sistema não faz parte do escopo deste trabalho.

No sistema Split sem dutos (“ductless system”) um evaporador é instalado no interior do ambiente. O ar passa pelo evaporador onde é resfriado e depois insuflado de volta para o ambiente. Neste sistema não há renovação de ar, apenas recirculação. A unidade condensadora externa, composta pelo compressor e pelo condensador, rejeita o calor retirado do ambiente para a atmosfera como mostrado na Figura 2.1.

No sistema Split sem dutos é possível instalar diversos evaporadores conectados a apenas uma unidade condensadora. Assim, dispensa-se o uso de dutos de insuflação com a vantagem do controle climático individual de cada ambiente como ilustrado na Figura 2.2. A implementação de sistemas de ar condicionado do tipo Split sem dutos é bastante adequada para instalações onde não haja disponibilidade de espaço físico para colocação de dutos, ambientes sem comunicação com ambiente externo e ambientes que não necessitam ser condicionados regularmente. Como exemplos de aplicações típicas temos salas de reuniões, escritórios e pequenos estabelecimentos comerciais. As

vantagens desse sistema vão desde a instalação fácil e versátil (as unidades internas podem ser instaladas tanto no teto como nas paredes) até a eficiência do sistema e baixo custo de operação. Além disso, a operação é bastante silenciosa e pode ser controlada e programada por controle remoto sem fio.

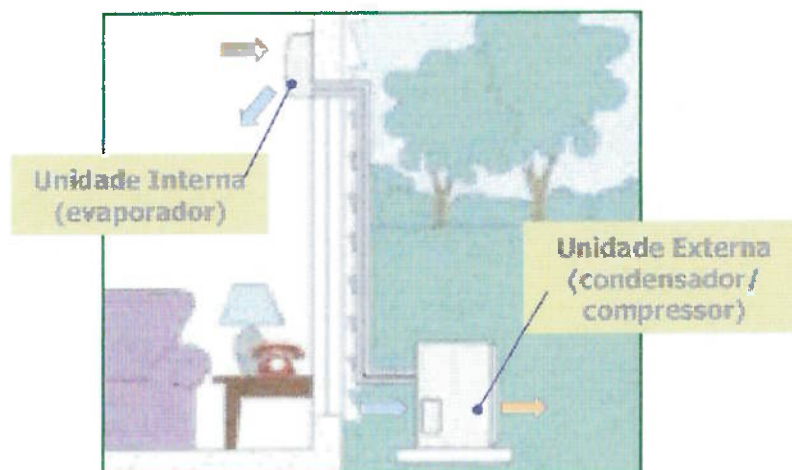


Figura 2-1- Sistema de ar condicionado Split sem dutos

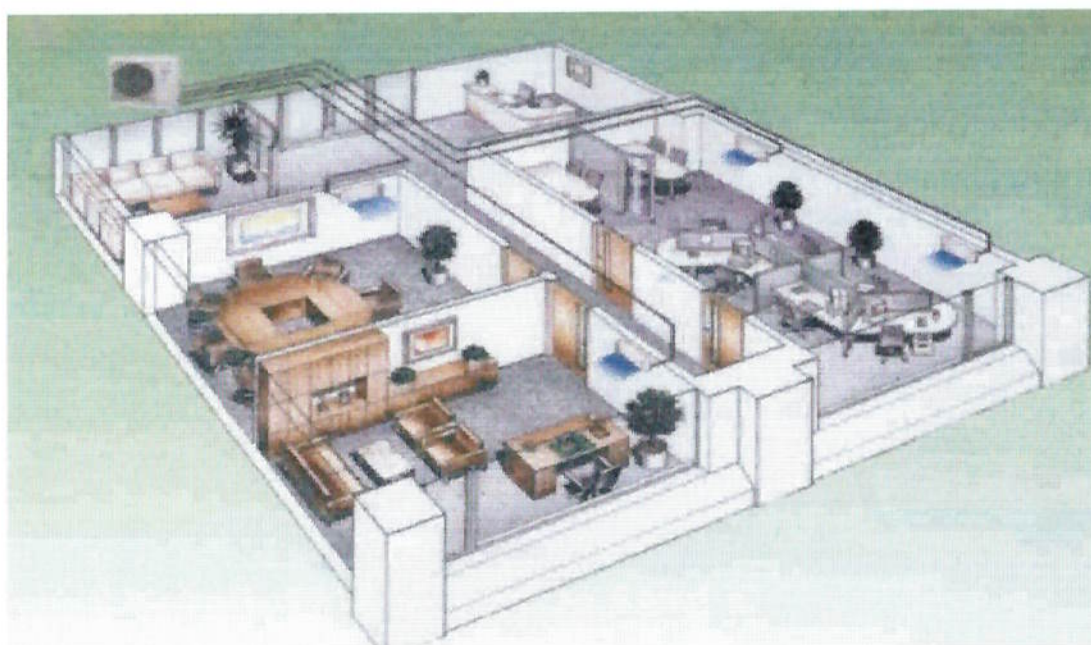


Figura 2-2 - Aplicação do Sistema Multi-Split (www.corbyrefrigeration.co.uk, 2004).

2.2 LABORATÓRIO DE CONFORTO TÉRMICO PME-EPUSP

O Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP (PME/EPUSP) conta com um laboratório que representa, em escala real, um ambiente de escritório, onde foram realizadas avaliações experimentais (Leite, 2003). Este ambiente representa uma fração típica de um pavimento de um edifício de escritórios, cujas características de configuração, tipo de ocupação, equipamentos, localização e tipo de envoltória foram reproduzidos.

O laboratório é constituído pelos seguintes componentes básicos:

- Câmara de testes com possibilidades de distribuição de ar pelo piso, pelo teto ou utilização do sistema tipo Split sem dutos;
- Unidade de condicionamento de ar para insuflação pelo piso e pelo teto;
- Sistema de automação e controle;
- Sistema de aquisição de dados no ambiente.

A câmara de testes reproduz um ambiente de escritório nos padrões dos edifícios brasileiros, como mostrado na Figura 2.3. Possui área de 34.8 m^2 , composta por paredes, lajes de teto e piso isolados termicamente. Foram instaladas oito luminárias com duas lâmpadas fluorescentes cada. Em uma das paredes foi instalado um painel de lâmpadas para simular a radiação solar em superfície envidraçada. O painel de lâmpadas é constituído por oito fileiras de 20 lâmpadas incandescentes de 40W de potência nominal, distribuídas homogeneamente ao longo da extensão da parede (5.27 m) e da altura (2.68 m). Cada fileira está ligada a um reostato que permite a variação de 20% a 100% da potência, de modo a proporcionar o ajuste de carga de radiação solar de acordo com a condição desejada no ambiente. Do lado interno da câmara e paralelamente ao painel de lâmpadas, foram colocadas persianas ajustáveis que cobrem toda a área da superfície envidraçada imaginária.

Para representar a configuração padrão de escritórios, foram instaladas divisórias de 1.20m e 1.60m de altura para compor três estações de trabalho (baias), sendo duas baias simples e uma baia dupla. Sobre as mesas, estão posicionados os micros computadores, monitores e periféricos. Nas quatro estações de trabalho, foram colocados

cilindros negros (simuladores) que dissipam calor equivalente a uma pessoa sentada. Esses simuladores foram confeccionados de acordo com a norma DIN 4715 – 1/1995 (DIN, 1995). O piso da câmara de testes é revestido com carpete. Para maiores informações, consultar Leite (2003).

O Split foi instalado na parede oposta ao painel de lâmpadas e proporciona uma distribuição de ar cíclica, sem renovação como ilustrado na Figura 2.4. Foram determinados os campos de temperatura e velocidade através de simulação numérica e avaliação experimental para esta configuração.

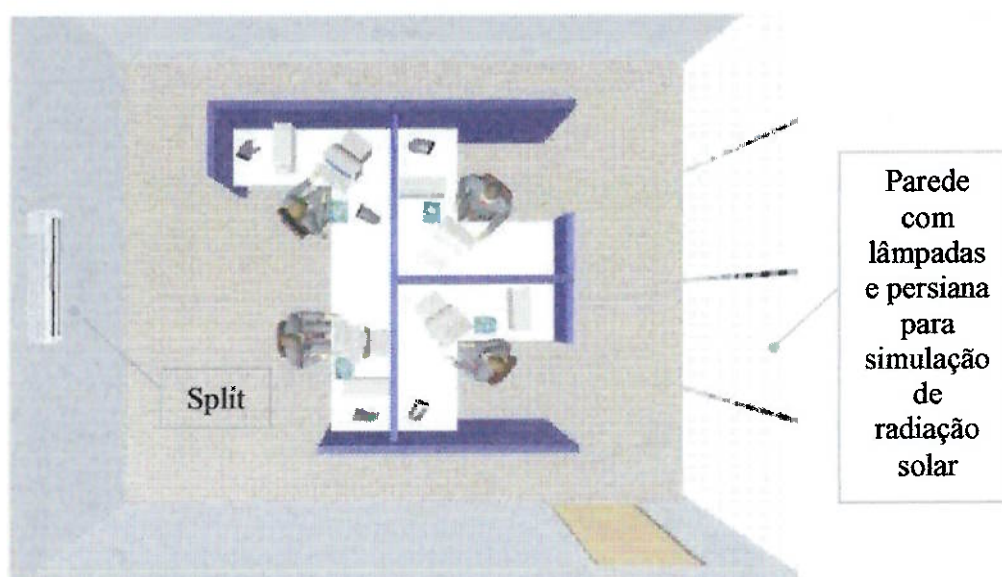


Figura 2-3 - Câmara de testes do Laboratório de Conforto Térmico PME – USP (LEITE, 2003)



Figura 2-4 - Fluxo de ar no interior da câmara de testes

2.3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

As simulações numéricas foram realizadas utilizando o programa Fluent (FLUENT, 1998), que é uma das ferramentas usualmente utilizadas para a simulação de escoamentos de fluidos. O Fluent é um programa comercial de CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional), no qual é possível simular diversos tipos de escoamentos por meio da seleção de parâmetros e condições de contorno adequadas. O programa não impõe restrições quanto à forma do problema físico, ou seja, a geometria do problema a ser estudada pode ser tão complexa quanto for necessária, permitindo simulações em geometrias bi ou tridimensionais com escoamentos laminares e turbulentos. Desse modo, o tipo de problema a ser analisado fica limitado somente à capacidade de processamento numérico da máquina utilizada.

O princípio de funcionamento do Fluent constitui-se na resolução de equações em domínio de cálculo discretizado com o uso do Método dos Volumes Finitos. Portanto, é preciso utilizar um programa de geração de malhas que define os volumes infinitesimais onde as equações utilizadas no programa de simulação são aplicadas. As malhas devem ser geradas a partir da geometria do problema de forma que esta não interfira no resultado final. Nela são definidas entradas, saídas, paredes e tipo de escoamento. O programa utilizado para a geração das malhas é o Gambit. A escolha do tipo de malha (estruturada ou não) vai depender da geometria do problema, de modo que para geometrias simples opta-se por malhas ortogonais sendo que para geometrias mais complexas opta-se por malhas tetragonais. Para verificar a não dependência do tipo de malha e da quantidade de nós a serem gerados, é necessário fazer a simulação com diferentes números de nós para uma mesma malha e também fazer simulações com diferentes malhas.

A solução de problemas de dinâmica de fluidos normalmente envolve a solução de escoamentos turbulentos, cuja principal característica é a flutuação do campo de velocidades. Estas flutuações transportam quantidade de momento, energia e concentração de espécies, resultando em equações de difícil solução. Para resolver estas equações, nos programas de simulação são utilizados modelos de turbulência.

O programa Fluent permite escolher o modelo de turbulência a ser utilizado e nesses modelos ajustar parâmetros e constantes. Além disso, é preciso definir as condições de contorno para o problema. Chen e Jiang (1992) apresentam uma discussão interessante quanto aos modelos de turbulência e às questões mais significativas na previsão do escoamento do ar em salas.

As técnicas de simulação numérica têm sido empregadas no estudo do campo de distribuição de velocidades, temperaturas, intensidade turbulenta, umidade relativa, concentração de contaminantes e qualidade do ar dentro de salas.

Ao se empregar programas computacionais para tentar simular situações reais, deve-se tomar precauções para obter resultados confiáveis, pois não necessariamente o resultado da simulação é real ou fisicamente possível. Portanto, todo cuidado é necessário e realizar comparações entre dados obtidos experimentalmente e os fornecidos pelo simulador tem importância fundamental, ou seja, deve-se assegurar que estas ferramentas computacionais sejam utilizadas e testadas adequadamente.

3. MODELOS DE TURBULÊNCIA

Os efeitos turbulentos são devidos ao termo convectivo das equações de Navier-Stokes. Se as equações de Navier-Stokes fossem resolvidas precisamente sem a necessidade de aproximações, os efeitos turbulentos seriam naturalmente representados. Como isso não acontece nos problemas de simulação de ambientes ventilados devido à complexidade física envolvida, utilizam-se os chamados modelos de turbulência. Há vários modelos de turbulência disponíveis na literatura, cada qual com suas vantagens e deficiências. A acuracidade da representação do comportamento turbulento depende da escolha do modelo de turbulência. Infelizmente não há um modelo de turbulência universal para o escoamento de ar interno.

O programa Fluent permite escolher o modelo de turbulência a ser utilizado, bem como ajustar parâmetros e constantes no modelo escolhido. Os modelos disponíveis são:

- Modelo Sparlat – Allmaras (uma equação);
- Modelo K- ϵ padrão, K- ϵ RNG, K- ϵ realizável (duas equações);
- Modelo de tensão de Reynolds (cinco equações);
- LES.

O modelo de uma equação nem sempre fornece resultados precisos para situações que envolvem mudanças de escoamentos internos para externos, como é o caso da maioria dos ambientes ventilados (TEODOSIU et. al.,2000).

Em simulações que envolvem problemas de ventilação, os modelos de segunda ordem de Reynolds e o método LES não fornecem resultados muito mais precisos que os modelos K- ϵ apesar da sua complexidade (DAVIDSON; NIELSEN, 1996; TEODOSIU et. al.,2000).

Os escoamentos em ambientes internos são normalmente caracterizados por baixos números de Reynolds. Segundo Rosa (2001), muitos dos modelos de turbulência existentes atualmente, como o K- ϵ padrão e o K- ϵ RNG, foram desenvolvidos a partir de escoamentos turbulentos básicos com altos números de Reynolds. No entanto, em Chen (1995), diferentes modelos K- ϵ foram comparados, levando-se em consideração os tipos de escoamentos presentes em uma sala e os melhores resultados foram obtidos pelos

modelos K- ϵ padrão e K- ϵ RNG. Teodosiu et. al. (2000) aponta o modelo K- ϵ realizável como o mais adequado para prognósticos de jatos de ar, além de requerer um esforço computacional muito menor que o modelo K- ϵ padrão.

De forma geral, o modelo K- ϵ tem se mostrado adequado para simulações envolvendo ambientes ventilados, no entanto essa tendência não pode ser generalizada.

3.1 EQUAÇÕES DO MODELO DE TURBULÊNCIA

Os modelos de turbulência citados fazem uso generalizado da hipótese de Boussinesq de uma viscosidade turbulenta aparente ν_t , através da qual, em analogia com as tensões viscosas em um escoamento laminar, admite-se que as tensões turbulentas são proporcionais aos gradientes da velocidade média:

$$-\overline{u'_j u'_i} = \nu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} K \delta_{ij} \quad (3-1)$$

O termo que contém a função delta de Kronecker δ_{ij} é necessário para tornar esta expressão válida também para as tensões normais (quando $i = j$), mantendo-a coerente com a definição de K, a energia cinética da turbulência por unidade de massa:

$$K = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} \left(\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2} \right) \quad (3-2)$$

No modelo aparece o termo ϵ , da taxa de dissipação da energia cinética da turbulência, que por ação das tensões viscosas ao nível dos turbilhões de menores dimensões é convertida em energia interna do fluido. Em condições de turbulência homogênea, pode-se escrever apenas:

$$\epsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2} \quad (3-3)$$

3.2 MODELO DE TURBULÊNCIA K- ϵ

No modelo K- ϵ , originalmente proposto por Jones e Lauder (1972), uma segunda equação diferencial é resolvida para a taxa de dissipação ϵ ($\propto K^{3/2}/\ell_t$), sendo a viscosidade turbulenta calculada através de:

$$\nu_t = C_\mu \frac{K^2}{\epsilon} \quad (3-4)$$

4. METODOLOGIA EMPREGADA

Inicialmente foram realizadas simulações apresentadas na literatura para verificação da correta utilização dos programas Gambit e Fluent, quanto à entrada de dados e representação adequada das condições de contorno. A seguir, está apresentada uma reprodução do problema apresentado por Teodosiu et. al (2000).

4.1 SIMULAÇÃO DE AMBIENTE APRESENTADO NA LITERATURA

No trabalho de Teodosiu et. al. (2000) foram realizadas simulações de um ambiente tridimensional utilizando o programa Fluent. A geometria do problema está apresentada na figura 4-1. Os resultados simulados obtidos naquele trabalho foram comparados com medições experimentais realizadas em laboratório, apresentando diferenças da ordem de 3% entre ambos.

Foram utilizadas as seguintes informações para geração da malha do problema:

Dimensões do ambiente: 3.1 m de comprimento, 3.1 m de largura e 2.5 m de altura.

Dimensões do difusor: 0.50 m de comprimento, 0.50 m de largura e 0.20 m de altura.

Dimensões da grelha: 0.25 m de largura, 0.02 m de altura.

Posicionamento do difusor: centro da grelha está a 0.16 m do teto.

Retorno: tubo de 0.08 m de diâmetro e 5.00 m de comprimento.

No ambiente real o conduto de saída não existe. Ele é utilizado para permitir que o perfil de velocidades esteja completamente desenvolvido na saída para obter fluxo de massa constante.

O difusor real apresentava uma geometria complicada. Sua modelagem foi feita através de uma caixa com abertura simples. Segundo Teodosiu et. al. (2000) essa modelagem traz bons resultados desde que a abertura esteja posicionada no centro do difusor real e sejam mantidas as proporções de largura e de altura do difusor.

Foi utilizada uma malha tetragonal. O espaçamento dos nós internos do ambiente pode variar devido ao formato e o modo de conexão dos nós da malha como pode ser

visto na figura 4-2. O modelo de turbulência utilizado foi o K- ϵ realizável, o mesmo modelo utilizado por Teodosiu et. al. (2000).

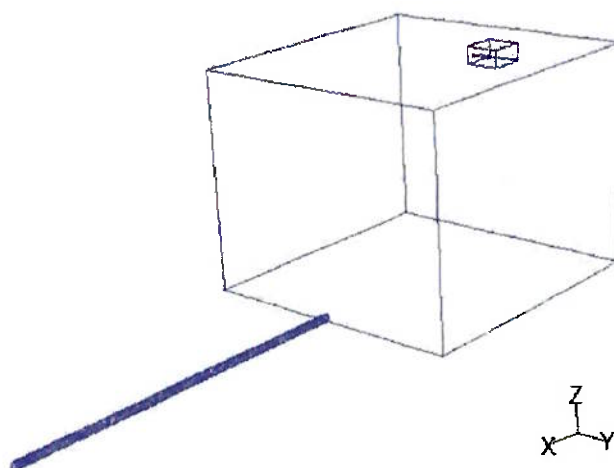


Figura 4-1 – Geometria do problema apresentado por Teodosiu et. al. (2000)

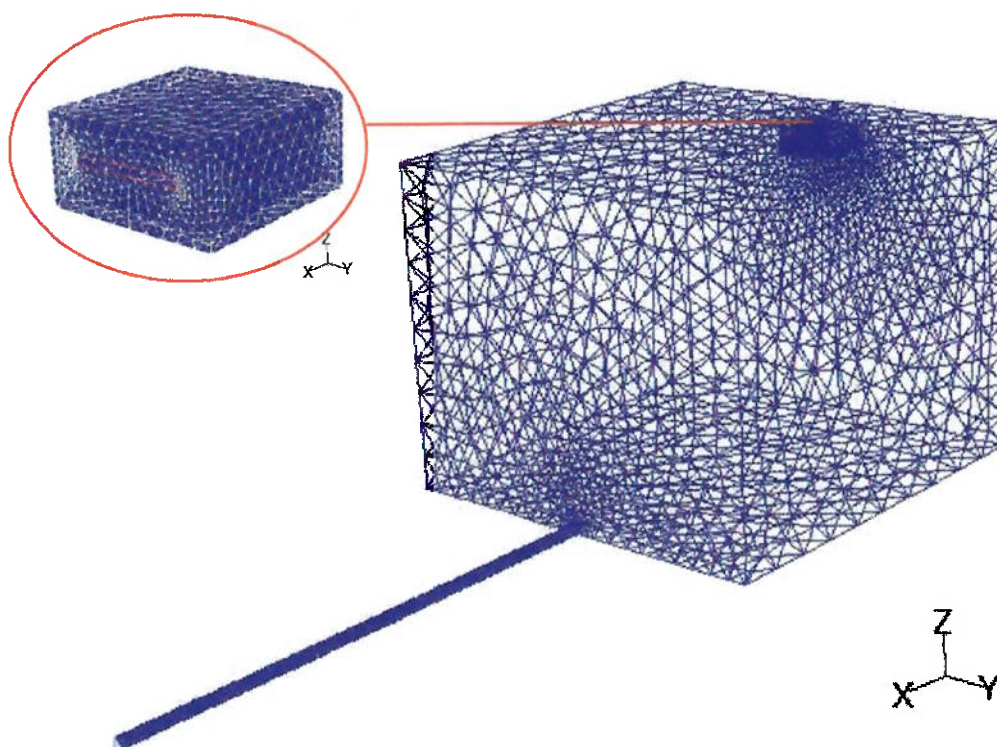


Figura 4-2 – Malha gerada para o problema

4.1.1. CONDIÇÕES DE CONTORNO DA SIMULAÇÃO

O fluido do escoamento utilizado foi o ar atmosférico. A gravidade foi levada em consideração com valor de 9.8 m/s^2 na direção perpendicular ao piso. Outros valores empregados assim como os tipos de condições de contorno foram:

Entrada de ar frio: Velocidade perpendicular ao plano com magnitude de 1.3 m/s e temperatura de 15°C ;

Teto: Parede com temperatura constante de 20°C ;

Piso: Parede com temperatura constante de 20°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);

Quantidade turbulenta: Intensidade turbulenta de 10% e diâmetro hidráulico de 1 m.

4.1.2. RESULTADOS OBTIDOS

A seguir estão apresentados os resultados obtidos pela simulação. Os gráficos de distribuição de velocidades e temperaturas foram obtidos em dois planos verticais localizados a 1.0 m e 1.8 m da parede onde está instalado o difusor. Os gráficos estão apresentados nas figuras 4-3 a 4.6. Pode-se notar que as diferenças obtidas são bem maiores que as apresentadas por Teodosiu et. al. (2000). Essas diferenças devem ter sido causadas por diversos motivos, mas principalmente pelo tipo e refinamento da malha e pelas condições de contorno adotadas. Essas informações não foram explicitadas na referência bibliográfica utilizada. Por esses motivos, a preocupação maior foi com o comportamento das curvas do que com os valores absolutos propriamente ditos.

Apesar dos resultados não apresentarem uma concordância tão boa quanto o esperado, o principal objetivo de familiarização com problemas de simulação de ambientes ventilados foi atingido. Durante a realização dessa simulação foram testados os modelos de turbulência e foram variadas as condições de contorno do problema para analisar o comportamento dos resultados. O modelamento do difusor deste problema serviu de base para o modelamento do Split.

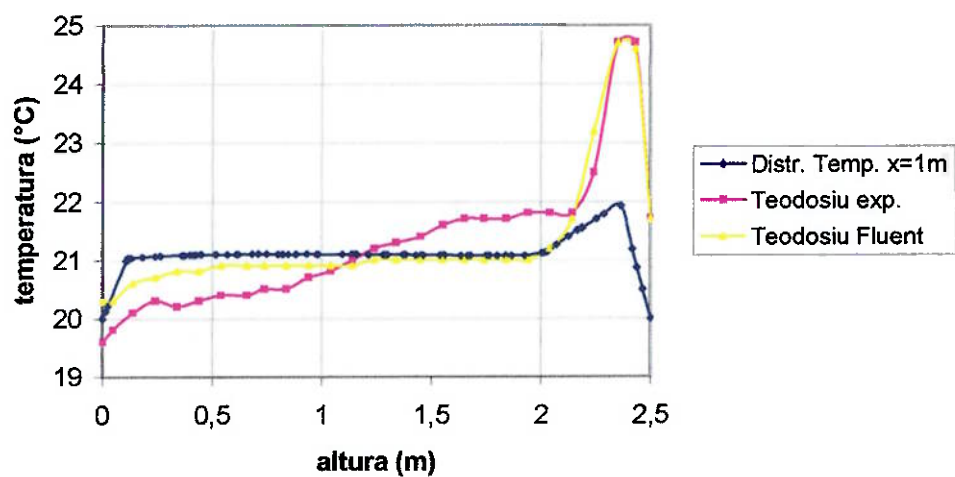


Figura 4-3 - Distribuição de temperatura para $x = 1.0$ m

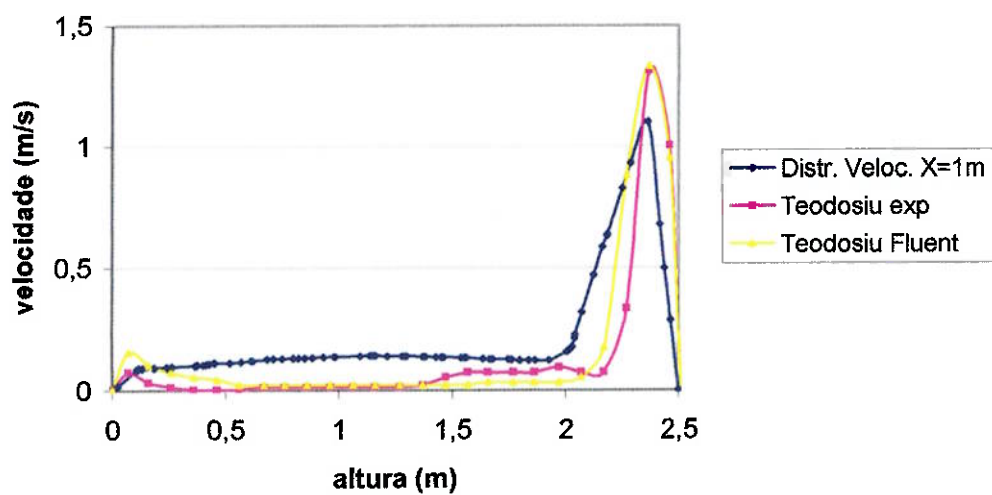


Figura 4-4 - Distribuição de velocidades para $x = 1.0$ m

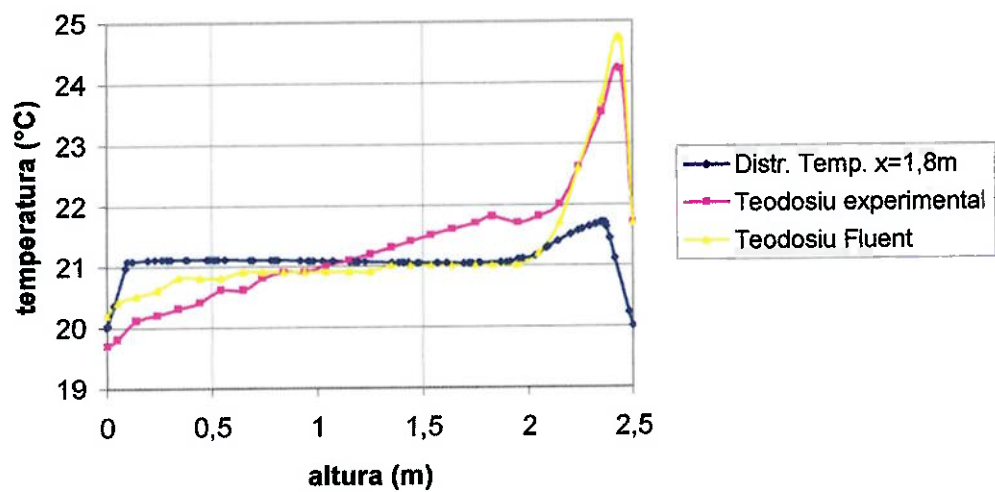


Figura 4-5 - Distribuição de temperaturas para $x = 1,8 \text{ m}$

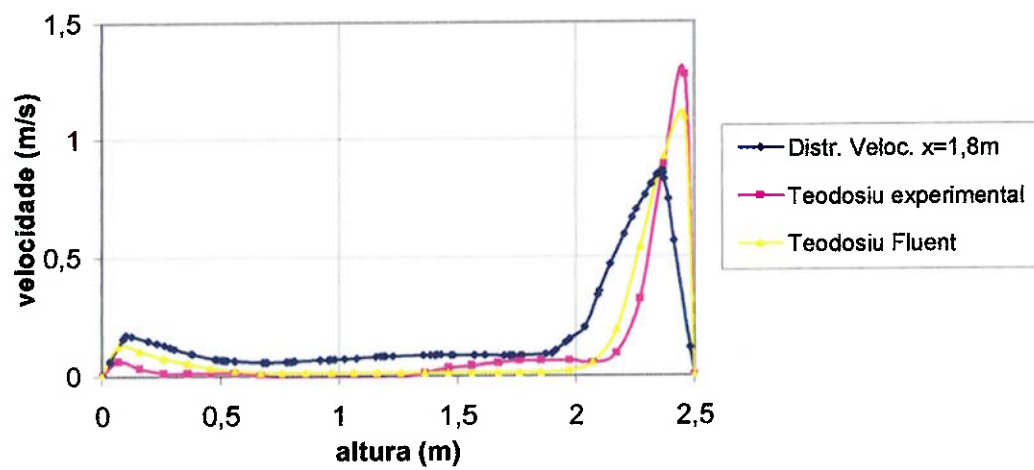


Figura 4-6 - Distribuição de velocidades para $x = 1,8 \text{ m}$

5. SIMULAÇÃO DE UM AMBIENTE DE ESCRITÓRIO COM *SPLIT*

Inicialmente foi gerada a malha correspondente ao Laboratório de Conforto Térmico instalado no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP. O ambiente simulado possui área de $6.30 \times 5.24 \text{ m}^2$ com altura de 2.68 m, como mostra a Figura 5-1. Foi adicionado um duto com as mesmas dimensões do retorno e comprimento de 5.00 m para garantir o perfil de velocidade completamente desenvolvido na saída. Desse modo, foi possível aplicar a condição de fluxo de massa constante na saída do ar.

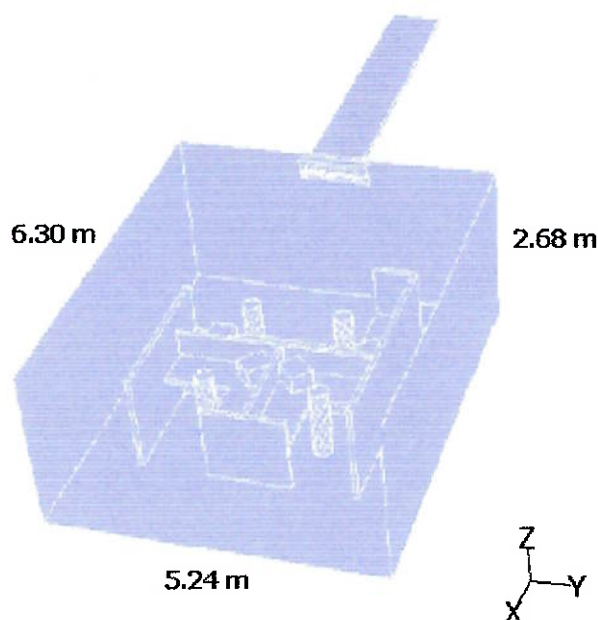


Figura 5-1 – Dimensões da malha gerada

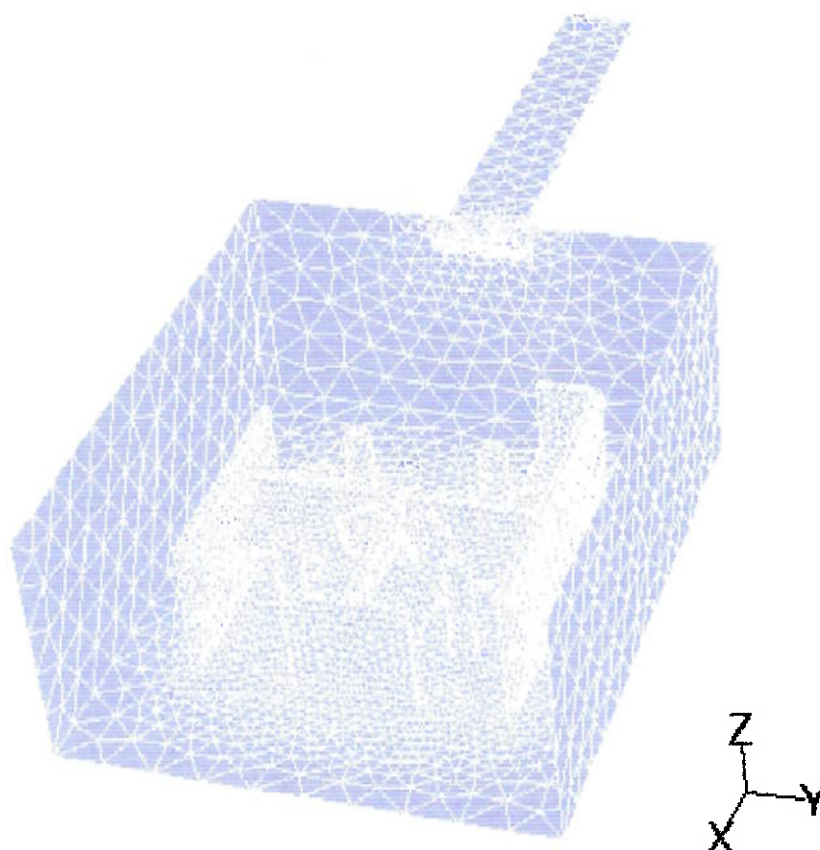
O modelamento do difusor utilizado por Teodosiu foi utilizado para modelar o evaporador do Split nas simulações apresentadas a seguir.

Foi gerada uma malha tetragonal com 55734 elementos. O espaçamento dos nós internos no ambiente foi estabelecido conforme a complexidade da geometria da malha. Esses valores estão apresentados na tabela 5-1 a seguir.

Tabela 5-1 – Espaçamento da malha gerada para o laboratório

Região	Espaçamento
Móveis, monitores e simuladores	0.12 m
Paredes	0.55 m
Comprimento do duto de saída	0.30 m
Parte externa do split	0.15 m
Demais regiões	0.09 m

A malha está apresentada na Figura 5-2 apresentada abaixo:

**Figura 5-2** - Malha gerada para o a simulação do Laboratório

5.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA SIMULAÇÃO

Para o problema foi considerado regime permanente, escoamento turbulento e gravidade de 9.8 m/s^2 . A umidade do ar foi desconsiderada.

Para determinação das condições de entrada foram realizadas medições de velocidade e temperatura na região de insuflação e retorno do Split. As medições apresentaram flutuações de até 4°C para um mesmo ponto na região de insuflação. Foram notadas velocidades mais elevadas no lado esquerdo da insuflação, no entanto, nas simulações o jato de entrada foi considerado uniforme com velocidade e temperatura constantes determinadas pela média dos valores medidos.

Os valores de fluxo de calor foram determinados a partir dos valores apresentados por Leite (2003) e estão apresentados na tabela 5-2.

Tabela 5-2 – Carga térmica

Componentes	Carga térmica total
Quatro Simuladores	480 W
Iluminação	500 W
Radiação solar	3200 W
Equipamentos	400 W

Foi calculada a intensidade turbulenta I através de uma correlação empírica para escoamento em dutos, considerando escoamento completamente desenvolvido. As relações entre a energia cinética turbulenta (k) e seu coeficiente de dissipação (ϵ) estão apresentadas na referência Fluent (1998). A intensidade turbulenta é definida por:

$$I = 0.16 \cdot (\text{Re}_{Dh})^{-1/8} \quad (5-1)$$

Velocidade de insuflação: $v = 2.2 \text{ m/s}$.

Diâmetro hidráulico: $Dh = 0.19 \text{ m}$.

Viscosidade cinemática: $\nu_{\text{ar}} = 15.27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ a 3°C .

Número de Reynolds: $\text{Re} = 27379$.

Intensidade turbulenta: $I = 4.46\%$.

A partir dos valores de carga térmica e hipóteses simplificativas adotadas, foram definidas as condições de contorno para o problema na tabela 5-3.

Tabela 5-3 – Condições de contorno definidas para o problema

Entrada (insuflação)	Velocidade: 2.2 m/s; Temperatura: 3°C (276 K); Inclinação: 30°; Diâmetro hidráulico: 190mm; Intensidade turbulenta: 4.46 %.
Retorno	Fluxo de massa constante
Simuladores	Fluxo de calor: 111 W/m ²
Teto	Temperatura constante: 28°C (301 K)
Insolação	Fluxo de calor: 48W/m ²
Paredes, piso e divisórias	Fluxo de calor nulo

5.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO

Foram testados os modelos K-ε padrão e K-ε realizável. Resultados bem convergidos somente foram obtidos com a utilização do modelo de turbulência K-ε realizável após 670 iterações e com resíduos da ordem de 10^{-6} . Foram obtidos os perfis de velocidade e temperatura nas seções apresentadas na figura 5-3.

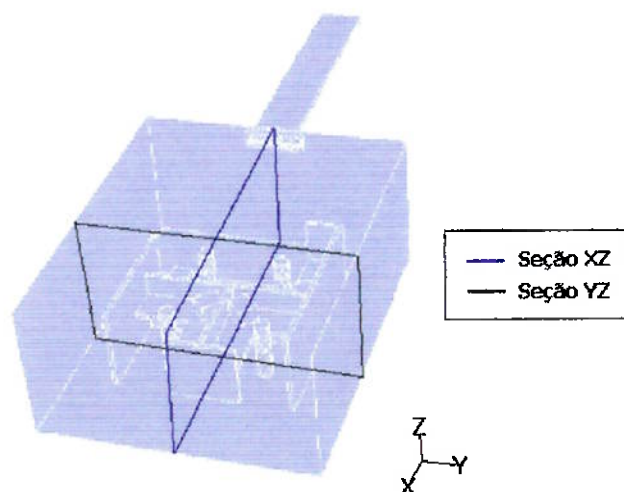


Figura 5-3 – Planos utilizados para geração dos perfis de temperatura e velocidade

Os perfis de velocidade e temperatura estão apresentados nas figuras 5-4 a 5-7.

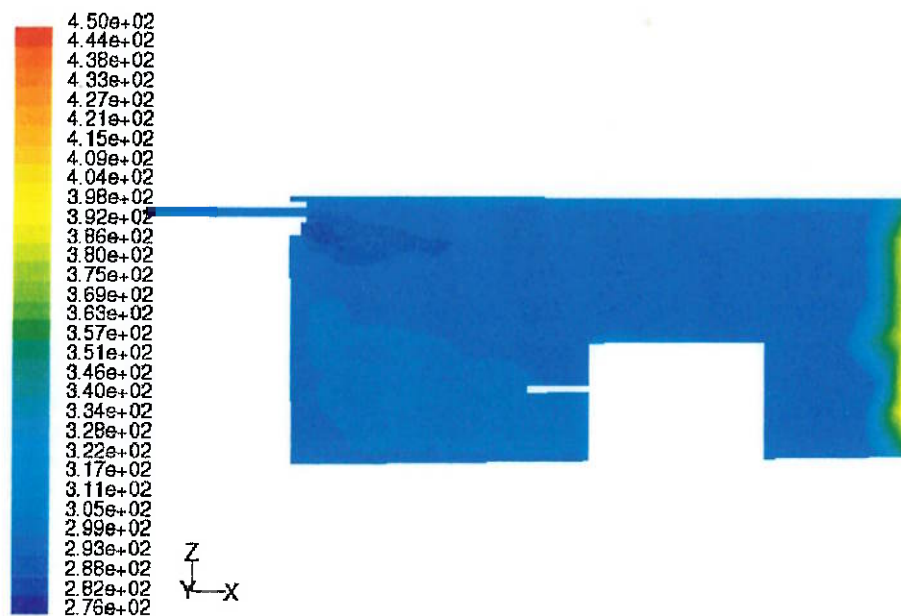


Figura 5-4- Perfil de temperatura na seção XZ localizada no centro da sala

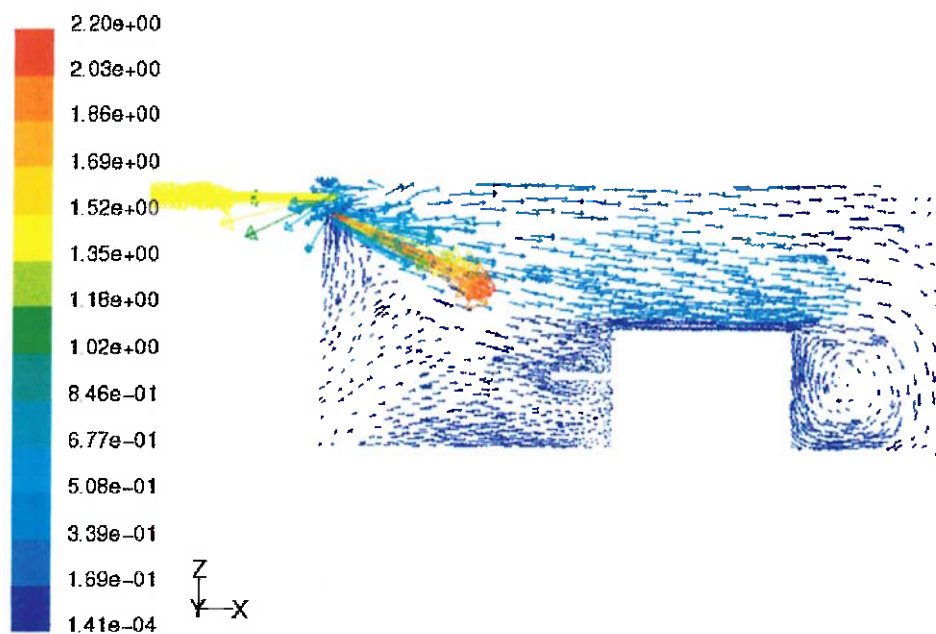


Figura 5-5 - Perfil de velocidade na seção XZ localizada no centro da sala

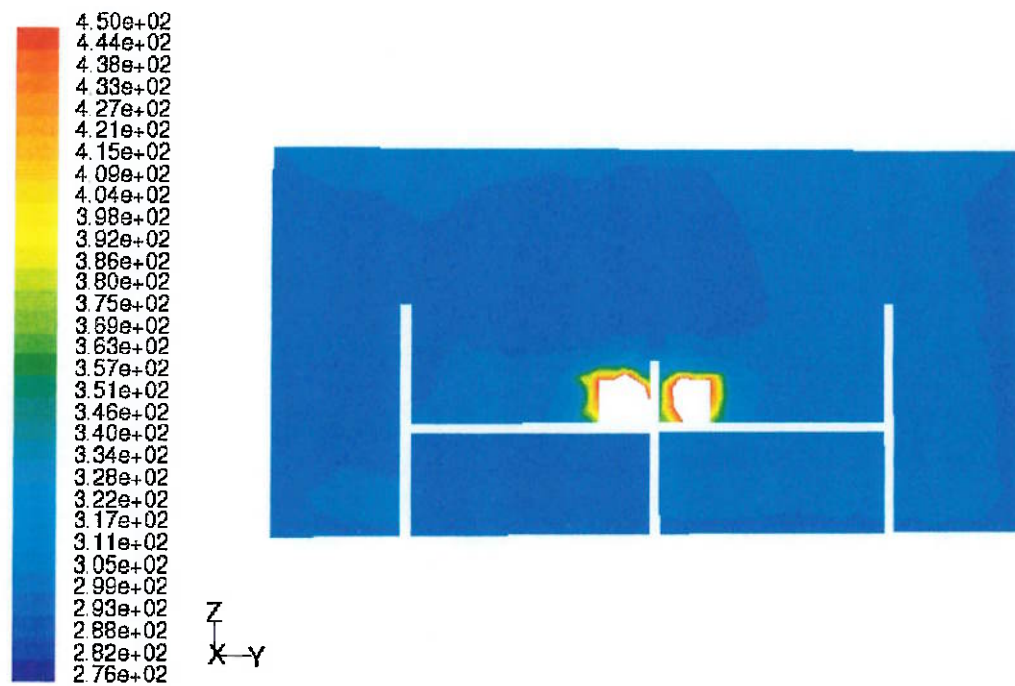


Figura 5-6 - Perfil de temperatura na seção YZ localizada no centro da sala

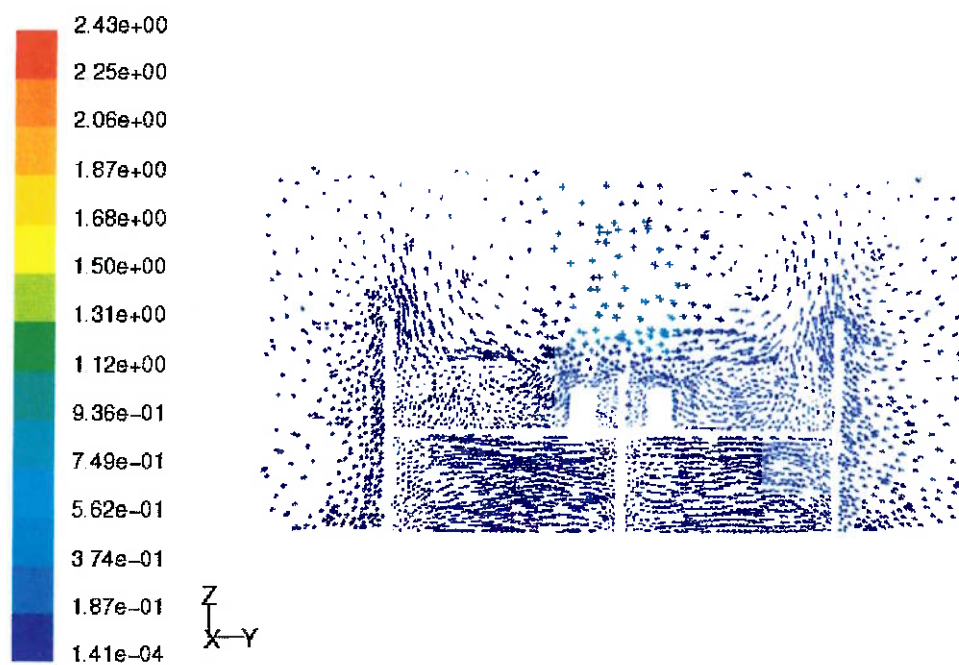


Figura 5-7 - Perfil de velocidade na seção YZ localizada no centro da sala

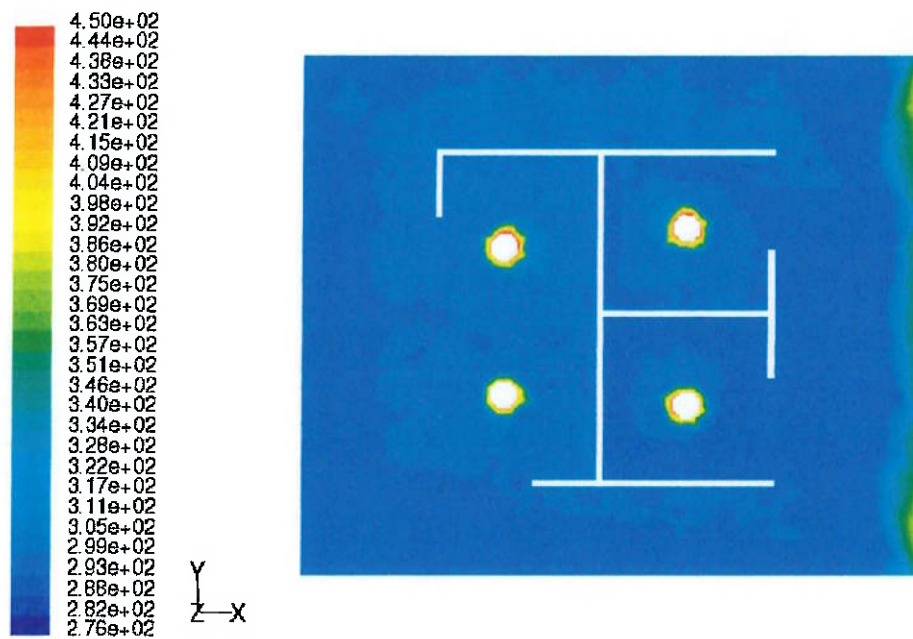


Figura 5-8 – Perfil de temperatura para $z = 0.1$ m

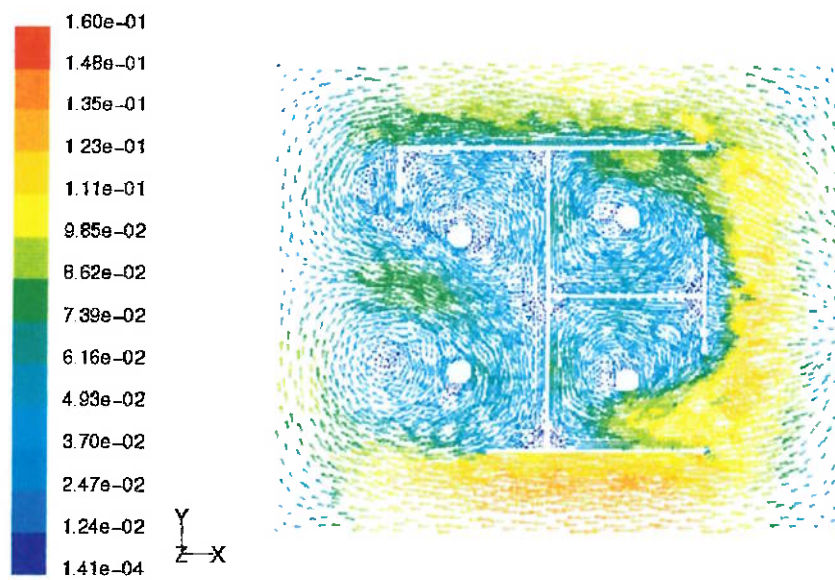


Figura 5-9 – Perfil de velocidades para $z = 0.1$ m

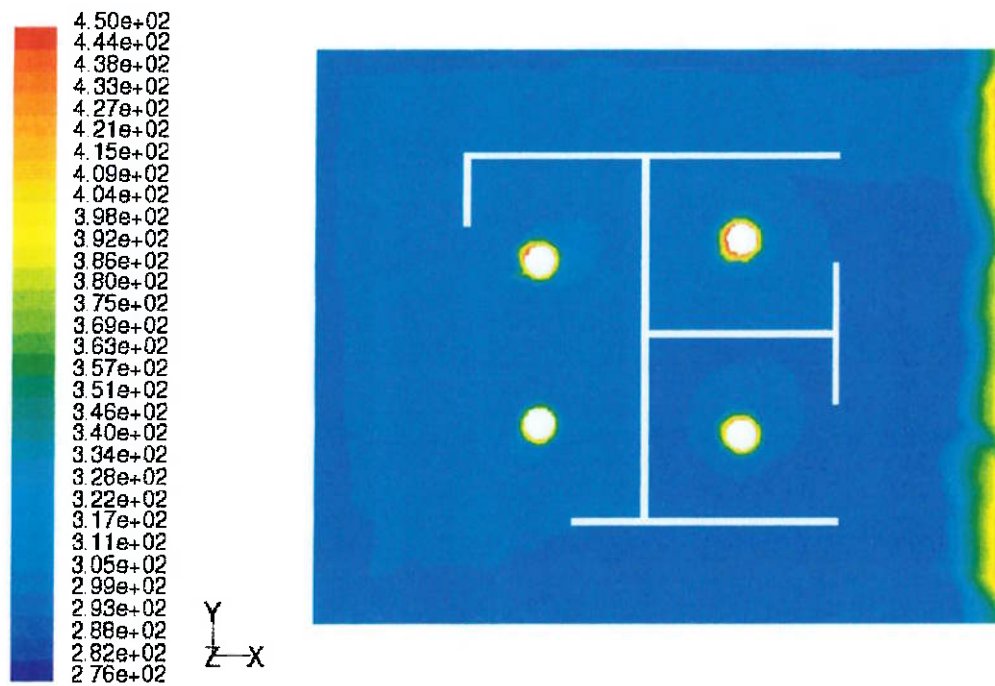


Figura 5-10 – Perfil de temperaturas para $z = 0.6\text{m}$

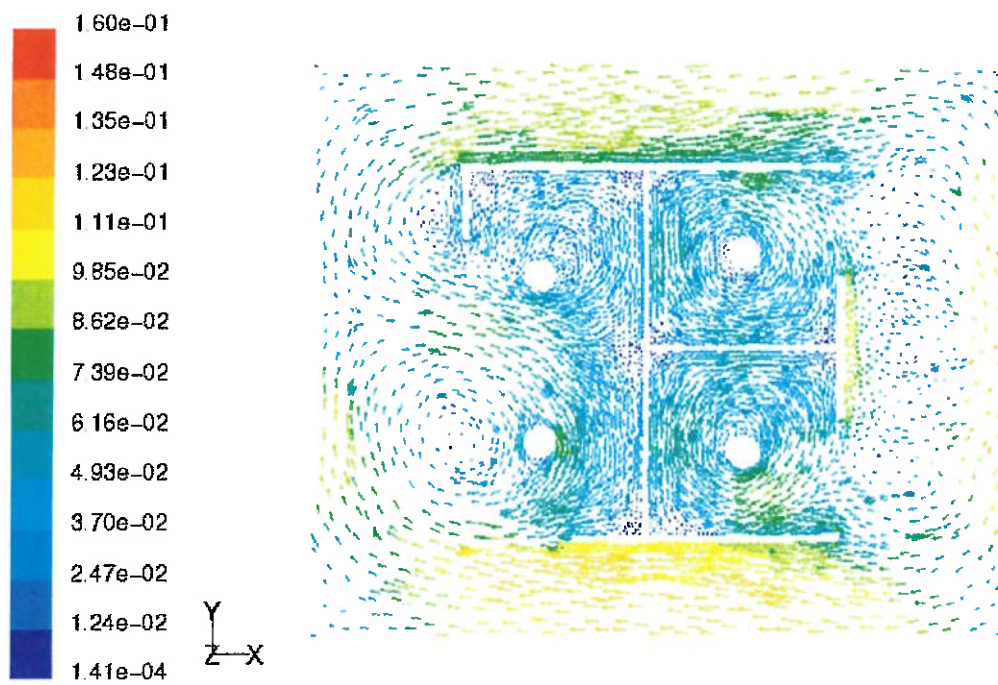


Figura 5-11 – Perfil de velocidades para $z = 0.6\text{ m}$

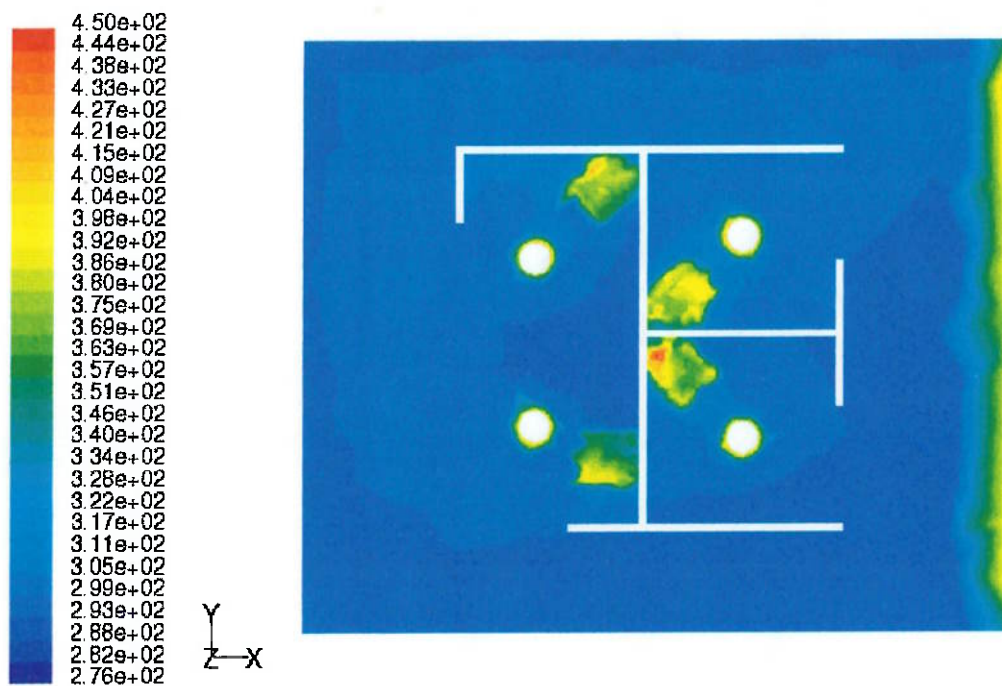


Figura 5-12 – Perfil de temperatura para $z = 1.1$ m

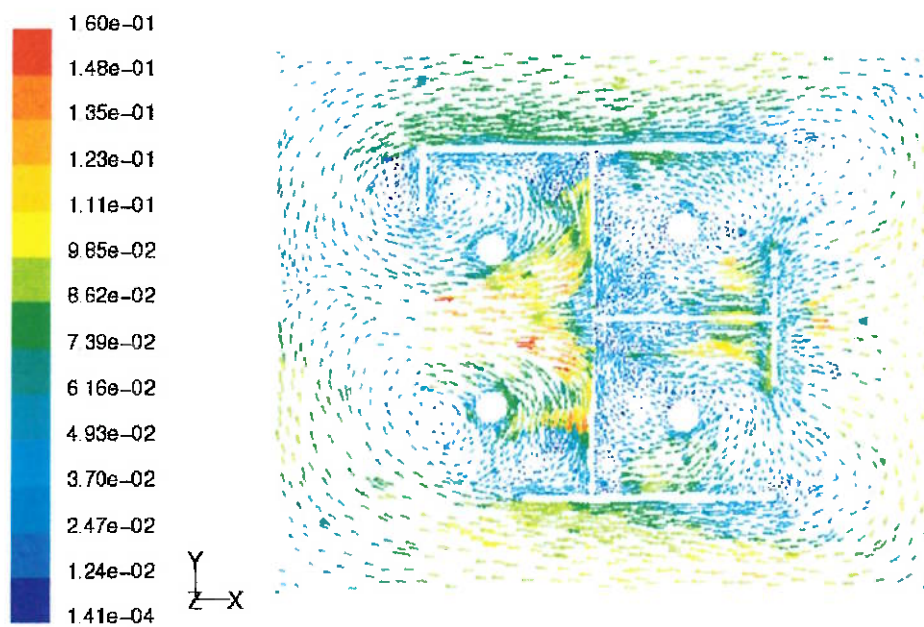


Figura 5-13 – Perfil de velocidade para $z = 1.1$ m

5.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Foram utilizados quatro pontos para comparação dos resultados simulados com os dados experimentais. Os pontos escolhidos foram os pontos 13, 14, 15 e 16 apresentados na figura 5-14. Os gráficos das figuras 5-15 a 5-22 apresentam as comparações de temperatura e velocidade para cada ponto.

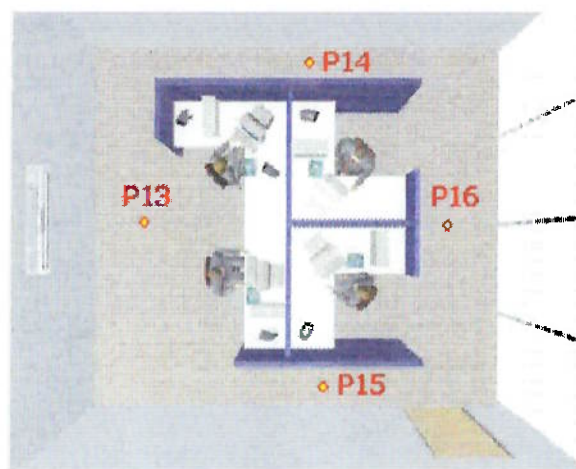


Figura 5-14 – Pontos utilizados para comparação com dados experimentais

Comparação dos perfis de temperatura:

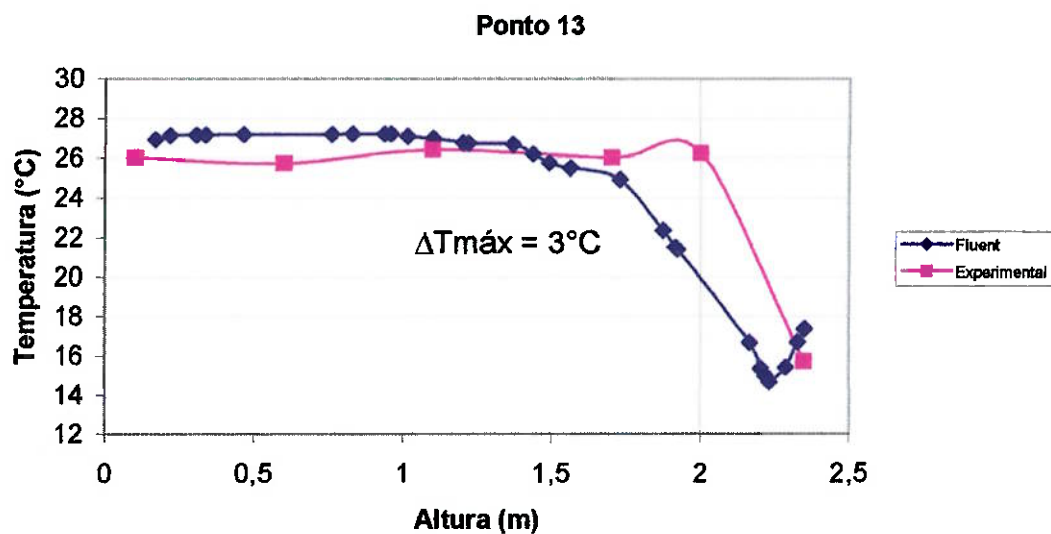


Figura 5-15 – Comparação do perfil de temperatura do ponto 13

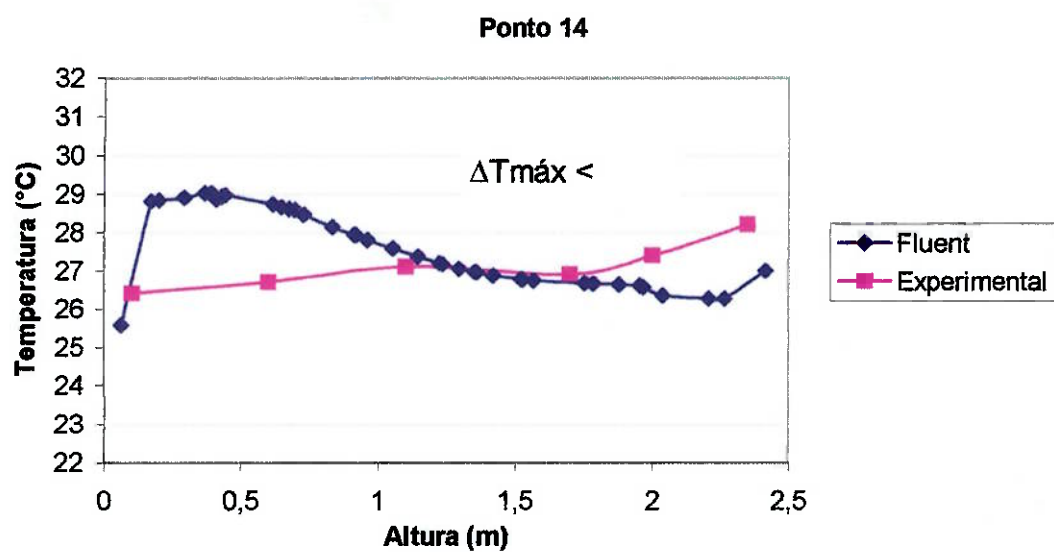


Figura 5-16 – Comparação do perfil de temperatura do ponto 14

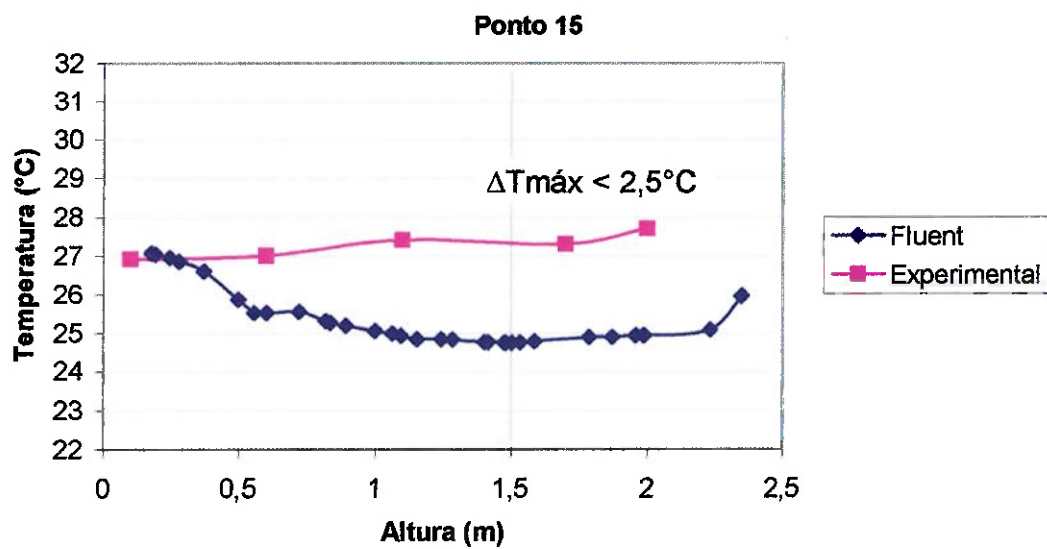


Figura 5-17 - Comparação do perfil de temperatura do ponto 15

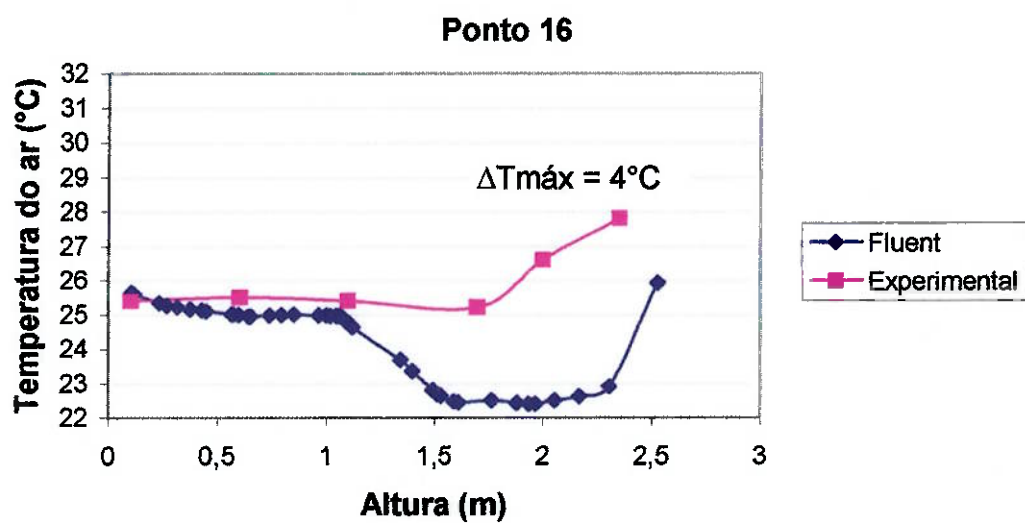


Figura 5-18 - Comparação do perfil de temperatura do ponto 16

Comparação dos perfis de velocidade:

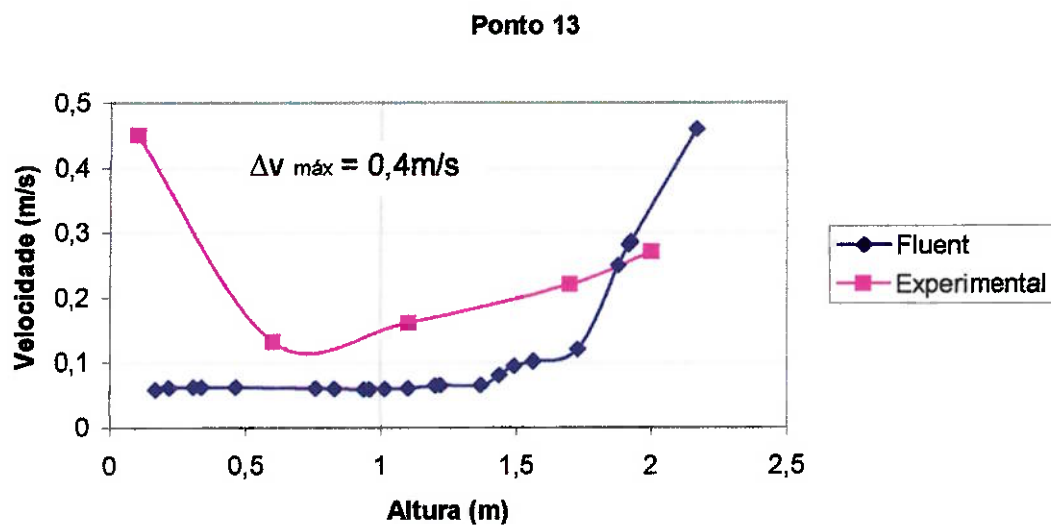


Figura 5-19 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 13

Ponto 14

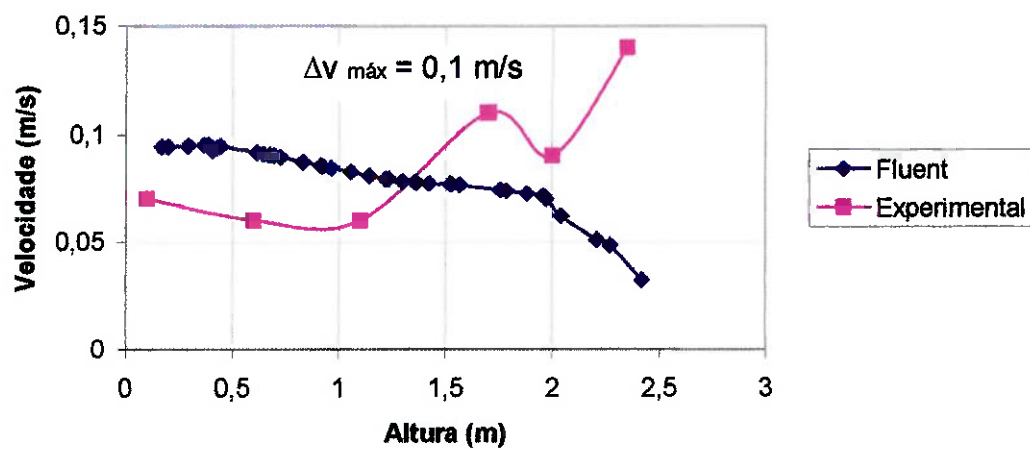


Figura 5-20 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 14

Ponto 15

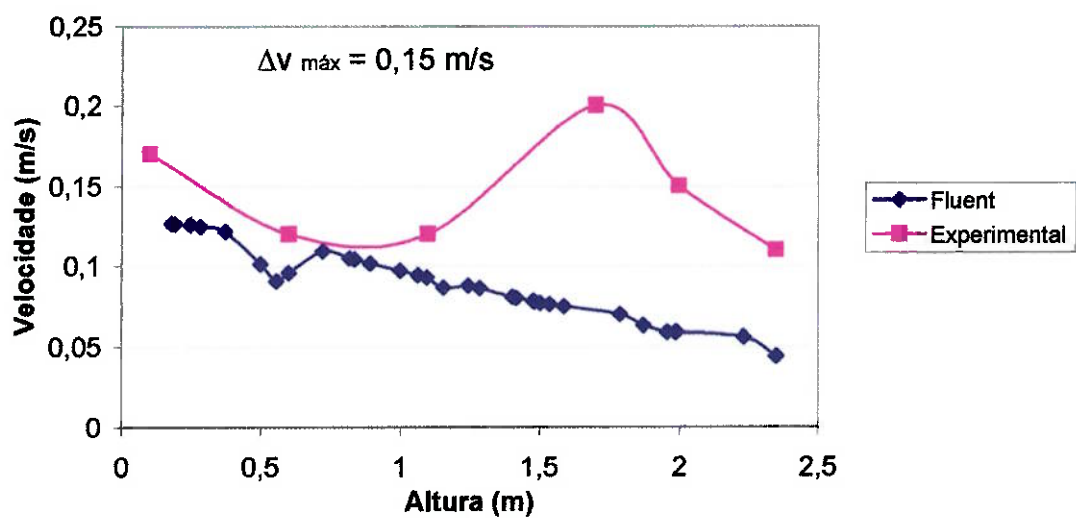


Figura 5-21 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 15

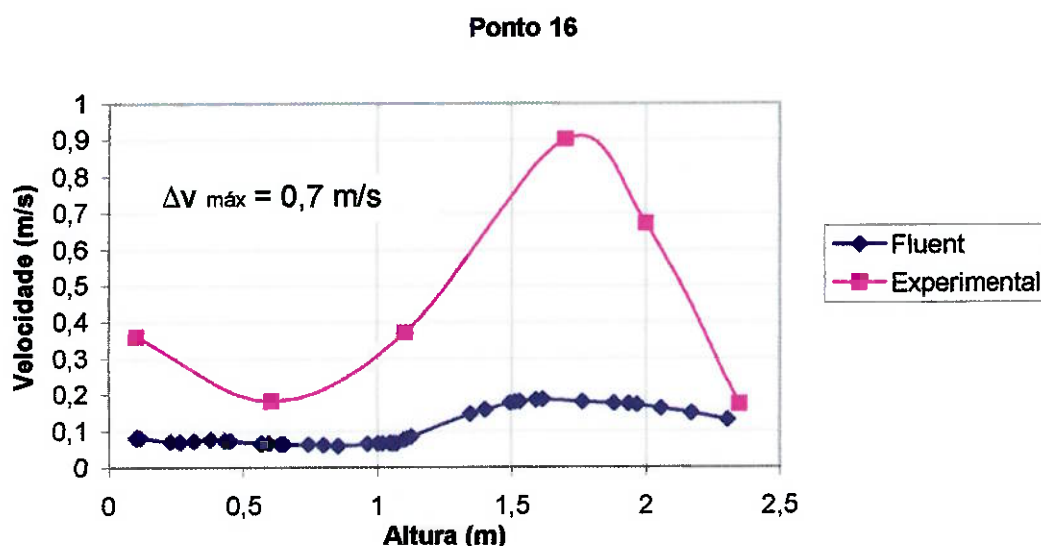


Figura 5-22 - Comparação do perfil de velocidade do ponto 16

Os perfis de velocidade obtidos apresentaram considerável desvio em relação aos dados experimentais. Além das incertezas dos equipamentos de medição, simplificações nas condições de entrada contribuíram para o aumento dos desvios. Os anemômetros utilizados nas medições medem apenas a magnitude do vetor velocidade, não sendo possível associar com a direção. Esse fator também prejudica a comparação dos perfis de velocidade.

5.4 ANÁLISE DAS CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO

Existem três normas que tratam de conforto térmico:

- ISO 7730 (ISO, 1994);
- ASHRAE 55-92 (ASHRAE, 1992);
- NBR 6401 (ABNT, 1980).

As duas primeiras normas são internacionais e a terceira é uma norma brasileira.

A Norma ISO 7730 recomenda que se adote $-0.5 < PMV^1 < 0.5$ como limite de voto médio estimado, o que corresponde a uma percentagem estimada de pessoas insatisfeitas (PPD) de no máximo 10%. No entanto, a norma permite que sejam adotados índices de PPD mais elevados com valores até no máximo de 20% ($-0.82 < PMV^2 < 0.82$).

A zona de conforto especificada pela ASHRAE 55-92 está baseada na recomendação de que a percentagem de pessoas insatisfeitas seja limitada a 20%, o que corresponde à faixa de $-0.82 < PMV < 0.82$.

A NBR 6401 apresenta faixas de temperatura e umidade relativa considerando diferentes tipos de ambientes, como escritórios, bancos, auditórios entre outros.

No presente trabalho será apresentada uma breve análise das condições de conforto baseada no método do voto médio estimado PMV apresentado por Fanger (1972) e adotado pela ISO 7730 (ISO, 1994).

5.4.1 DETERMINAÇÃO DO VOTO MÉDIO ESTIMADO

O cálculo do voto médio estimado é dado por:

$$PMV = [0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028] \cdot IAT \quad (5.2)$$

PMV: voto médio estimado

M: taxa de calor metabólico (W/m^2)

IAT: índice de atividade térmica

O IAT é definido por Fanger (1972) como a diferença entre a energia gerada no corpo para uma dada atividade e o calor trocado pela pele sob condições de neutralidade térmica para a mesma atividade e mesmo ambiente térmico. O IAT é nulo sob condições de conforto térmico e cresce em valor absoluto à medida que o ambiente se afasta das condições de conforto. O IAT pode ser definido como uma medida da atuação do sistema termorregulador e é calculado por:

¹ PMV - Predicted mean vote

² PMV - Predicted mean vote

$$IAT = M - W - (C + R + E_p) - (E_R + C_R) \quad (5.3)$$

onde:

IAT: índice de atividade térmica

M: taxa de calor metabólico (W/m²)

W: taxa de calor gasta pelo trabalho dos músculos (W/m²)

C: taxa de calor perdido pela pele por convecção (W/m²)

R: taxa de calor perdido pela pele por radiação (W/m²)

E_p: taxa de calor evaporativo perdido pela pele (W/m²)

E_R: taxa de calor evaporativo perdido pela respiração (W/m²)

C_R: taxa de calor convectivo perdido pela respiração (W/m²)

Com o cálculo do IAT e do PMV é possível determinar a percentagem de pessoas insatisfeitas através da equação:

$$PPD = 100 - 95 e^{-(0,03353 PMV^4 + 0,2179 PMV^2)} \quad (5.4)$$

Uma vez que o cálculo do voto médio estimado é trabalhoso, Fanger (1972) apresenta tabelas e gráficos para determinação do PMV. A ISO 7730 (ISO, 1994) também apresenta tabelas para determinação do PMV, dentre as quais existe uma específica para ambientes de escritório, apresentada no Anexo 1.

Através da tabela apresentada pela ISO 7730 foi possível determinar o PMV em função de um determinado tipo de vestimenta (CLO), temperatura operativa e velocidade do ar. As tabelas correspondem à umidade relativa do ar de 50% e a um determinado nível de atividade. Em ambientes de escritórios considera-se atividade leve com taxa de calor metabólico igual a 1.2 MET³, que corresponde a 69.84 W/m².

A tabela 5-4 apresenta os valores de PMV, obtidos através das médias de temperatura e velocidade, da simulação e dos dados experimentais. Foi considerada temperatura operativa⁴ igual à média das temperaturas do ar, pois os efeitos de radiação são baixos.

³ 1 MET = 58.2 W/ m²

⁴ Temperatura operativa: temperatura de um meio imaginário (envolvendo ar e superfícies) com o qual a pessoa troca a mesma quantidade de calor por convecção e radiação que aquela trocada com o meio real

Nota-se da análise da Tabela 5-4 que, para os pontos avaliados, a condição real mostrou-se mais desconfortável que a condição simulada. Por isso, é preciso tomar precauções ao utilizar dados obtidos pelas simulações.

Tabela 5-4 – Determinação do PMV para os pontos de comparação

Pontos	Temperatura		Velocidade		PMV	
	<i>Fluent</i>	<i>Experimental</i>	<i>Fluent</i>	<i>Experimental</i>	<i>Fluent</i>	<i>Experimental</i>
P13	24	24	0.11	0.25	-0.20	-0.58
P14	28	27	0.08	0.09	0.98	0.68
P15	25	27	0.09	0.14	0.09	0.57
P16	24	26	0.10	0.44	-0.20	-0.16

Existem outros fatores que podem trazer desconforto para as pessoas no interior do ambiente, que são denominados fatores de desconforto local. Esse tipo de desconforto pode ser causado por:

- Assimetria de radiação;
- Diferença de temperatura vertical entre os pés e a cabeça;
- Correntes de ar.

A radiação térmica assimétrica pode ser ocasionada por janelas frias, paredes não isoladas, produtos quentes ou frios, problemas de distribuição de ar, entre outros. As normas ISO 7730 e ASHRAE 55-92 recomendam que:

- A temperatura radiante assimétrica de janelas ou outras superfícies verticais frias deve ser menor que 10°C em relação a um pequeno plano vertical localizado a 0.6 m acima do piso.
- A temperatura radiante assimétrica de um teto aquecido deve ser menor do que 5°C em relação a um pequeno plano horizontal localizado a 0.6m acima do piso.

Quanto à diferença de temperatura vertical, as normas ISO 7730 e ASHRAE 55-92 recomendam que:

- Para atividade leve, principalmente sedentária, a diferença de temperatura do ar entre 0.1 m e 1.1 m acima do piso (alturas correspondentes ao nível dos tornozelos e da cabeça de um pessoa sentada), deve ser menor que 3°C.

As correntes de ar causam um resfriamento local indesejável no corpo humano e são uma das causas mais comuns das reclamações em espaços ventilados e condicionados. As normas ISO 7730 e ASHRAE 55-92 estabelecem dois grupos com os respectivos limites recomendados para velocidades do ar:

- Atividade leve, principalmente sedentária, durante o inverno (período de aquecimento), com temperaturas operativas entre 20°C e 24°C: velocidade média do ar menor que 0.15 m/s.
- Atividade leve, principalmente sedentária, durante o verão (período de resfriamento), com temperaturas operativas entre 23°C e 26°C: velocidade média do ar menor que 0.25 m/s.

Através dos gráficos de comparação é possível notar que os pontos analisados não apresentam grandes assimetrias nos campos de temperatura. As maiores diferenças de temperatura são notadas no ponto 13 localizado próximo à região de insuflação. Já as correntes de ar, possuem valores acima do recomendado para os pontos 13 e 16.

A seguir estão apresentados nas figuras 5-23 a 5-26 os perfis de velocidade e temperatura nas regiões dos simuladores para análise das condições de conforto térmico. Nota-se que velocidades mais elevadas, próximas aos limites recomendados pelas normas ISO 7730 e ASHRAE 55-92, são notadas na região central da sala acima do nível da cabeça dos ocupantes sentados. Correntes de ar com velocidades mais elevadas ocorrem na região dos simuladores S1 e S2 enquanto que maiores assimetrias no campo de temperaturas ocorrem na região dos simuladores S3 e S4.

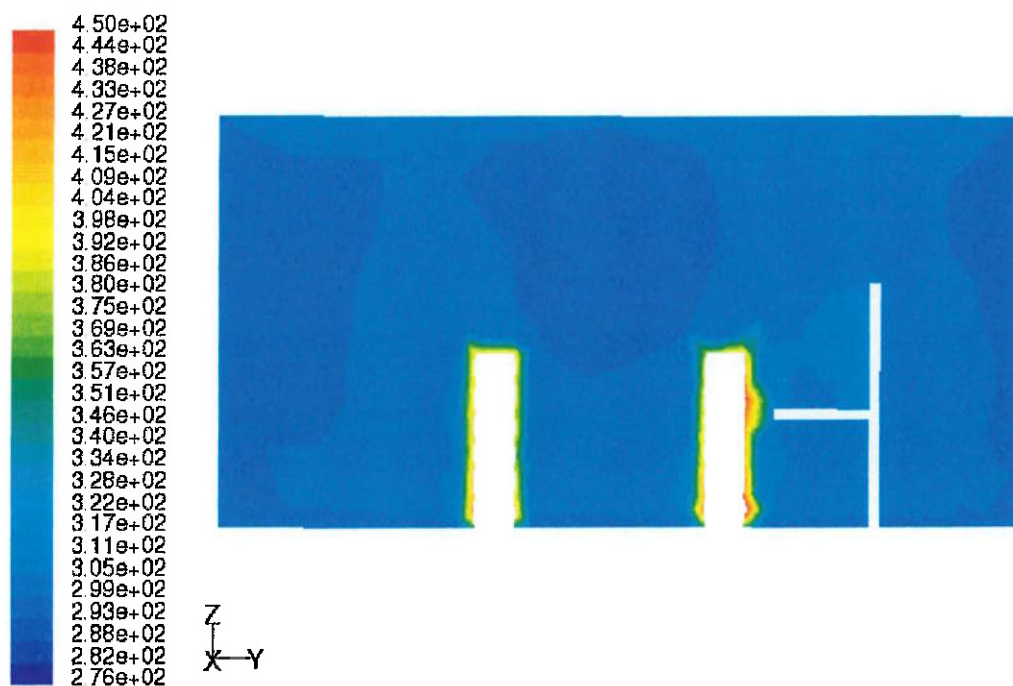


Figura 5-23 – Perfil de temperatura para a região dos simuladores S1 e S2

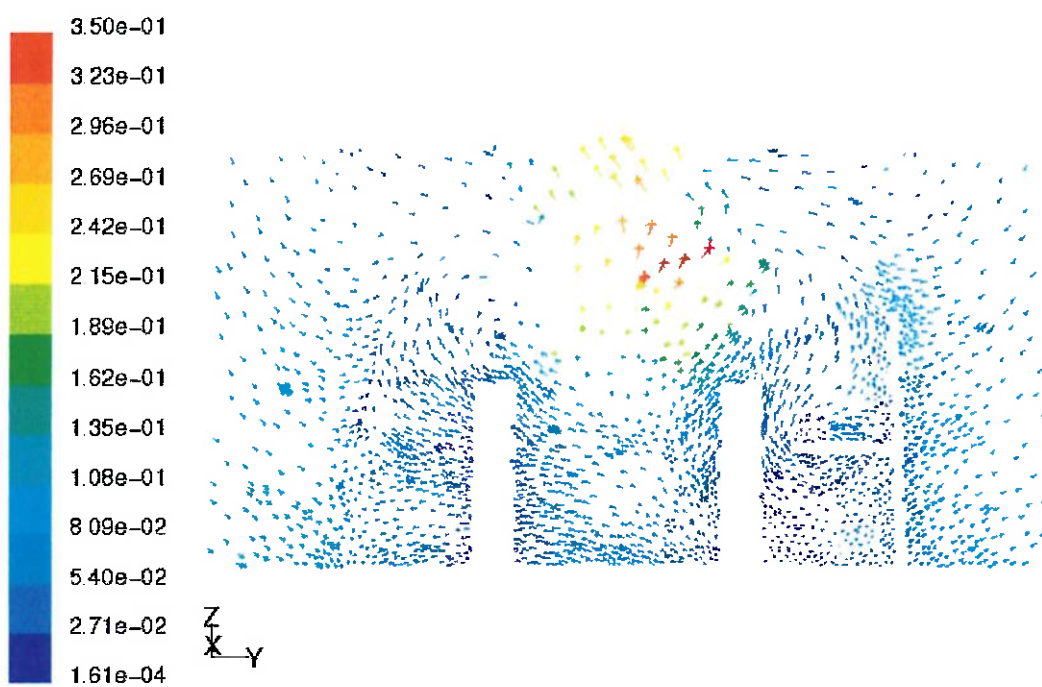


Figura 5-24 - Perfil de velocidade para a região dos simuladores S1 e S2

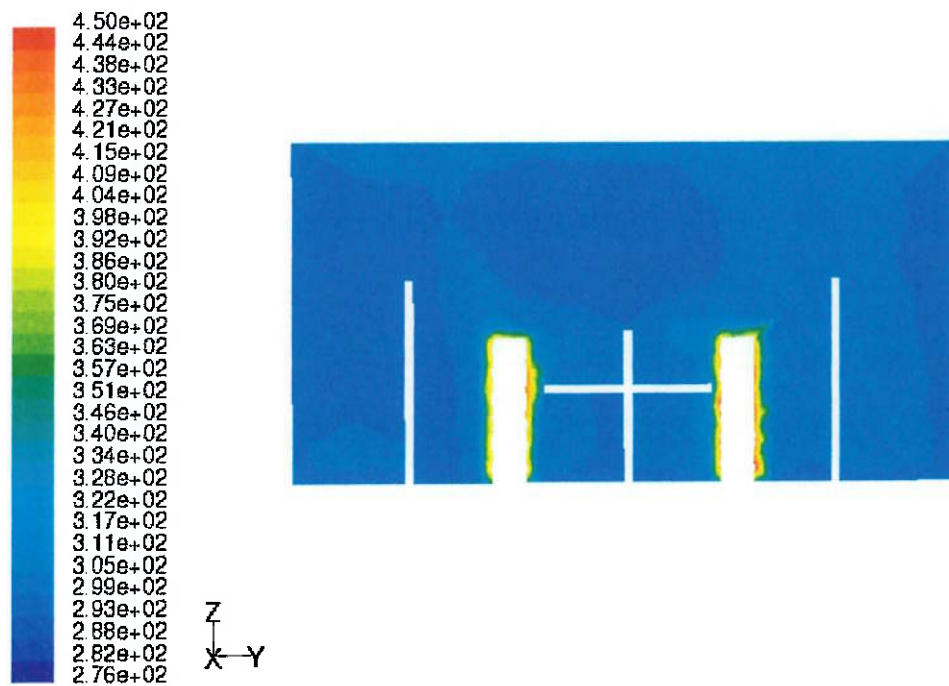


Figura 5-25 - Perfil de temperatura para a região dos simuladores S3 e S4

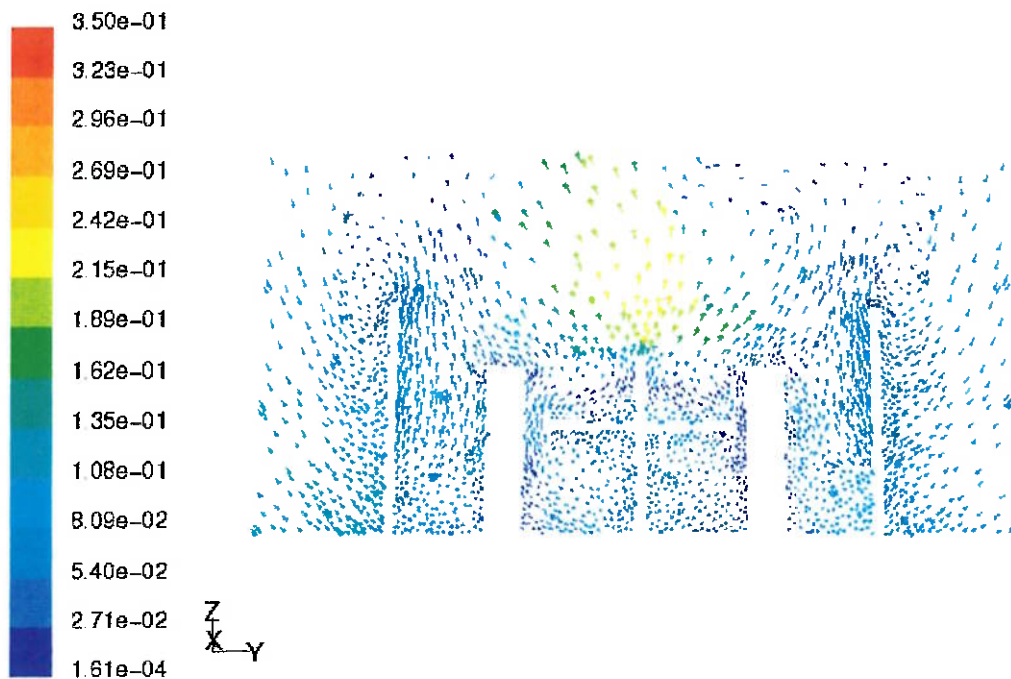


Figura 5-26 - Perfil de velocidade para a região dos simuladores S3 e S4

6. CONCLUSÕES

O programa Fluent mostrou ser uma ferramenta adequada e cada vez mais interessante para avaliação de ambientes climatizados. Através dessa ferramenta é possível avaliar a performance de sistemas de ar condicionado através da análise das condições do escoamento e do conforto térmico.

Contudo, não há um procedimento padrão para solução de problemas em ambientes ventilados, assim como não há um modelo de turbulência universal para este tipo de problema. É preciso muito cuidado para analisar e interpretar os resultados obtidos por uma simulação, pois nem sempre o resultado de uma simulação corresponde à condição real. É possível que a concordância seja atingida em alguns pontos e em outros pontos não. Portanto, deve-se tomar precauções ao utilizar dados obtidos apenas através de simulações numéricas e sempre que possível comparar os resultados com dados experimentais.

Em geral, as simulações apresentam resultados mais confiáveis para geometrias mais simples. Em problemas reais que normalmente incluem geometrias complexas e trocas de calor, a concordância entre os dados simulados e dados experimentais se torna mais complicada principalmente para os campos de velocidade. Isso ocorre porque ao realizar um experimento, os perfis de velocidades são obtidos através da média das magnitudes das velocidades em uma determinada direção. Desse modo, os valores podem estar sendo influenciados por flutuações devidas aos efeitos turbulentos e quando comparados com os resultados simulados apresentam grande dispersão.

As simulações do ambiente de escritório com ar condicionado tipo Split apresentaram concordâncias razoáveis para os perfis de temperatura. Já para os perfis de velocidade, a concordância não foi tão boa quanto à esperada. Para melhoria desses resultados, seria necessário um refinamento da malha principalmente na região de insuflação, tratamento especial para regiões próximas à parede e variações nas condições de contorno estabelecidas no Fluent.

Como próximos passos para continuidade deste trabalho, sugere-se a otimização do sistema através de simulações para diferentes posicionamentos do evaporador do

Split. Através dos resultados obtidos pode-se encontrar a configuração que oferece melhores condições de conforto térmico para os ocupantes. Este tipo de trabalho seria inviável do ponto de vista experimental, confirmando a versatilidade e a importância da ferramenta CFD para problemas de ventilação e ar condicionado.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT, 1980. Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto – Parâmetros Básicos de Projeto. Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo.

CHEN, Q., 1996, Prediction of room air motion by Reynolds-stress models. *Building and Environment*, vol. 31 n 3, pp. 233-244.

CHEN, Q.; JIANG, Z., 1992, Significant questions in predicting room air motion. *ASHRAE Transactions*, vol. 9 n 1, pp.929-939.

DAVIDSON, L.; NIELSEN, P. V., 1996, Large eddy simulations of the flow in a three-dimensional ventilated room. *Proceedings of the Roomvent'96*, Vol. 1, pp.161-168.

FLUENT, 1998, *Fluent User's Guide*, Version 5.0. Fluent Inc. Lebanon – NH, USA.

LEITE, B. C. C. Sistema de ar condicionado com insuflamento pelo piso em ambientes de escritórios: Avaliação do conforto térmico e condições de operação, 2003, 161pp. Tese (Doutorado), Escola Politécnica – Universidade de São Paulo.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa, Rio de Janeiro: LTC Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1998.

JORDÃO, A. R., 2004. *Avaliação de ambientes com insuflamento de ar frio pelo piso utilizando simulação numérica*, Iniciação Científica (PIBIC/CNPq), Relatório Parcial.

PUSTELNIK, M.; TRIBESS, A. Avaliação de ambientes com insuflamento de ar frio pelo piso utilizando simulação numérica, 2002, *Anais do MERCOFRIO 2002 – Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração e Ventilação do Mercosul*, Florianópolis, 10p.(CD-ROM).

RAMOS, M. B. Sistema de ar condicionado tipo Split em ambientes de escritórios: Avaliação do conforto térmico e condições de operação, 2004, Trabalho de Formatura, Escola Politécnica – Universidade de São Paulo.

ROSA, J. A.; VIELMO, H. A.; BEYER, P.O., 2001. Determinação dos campos de velocidade e temperatura em ambientes ventilados. VII Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, *Anais do CONBRAVA 2001*, 223-241. São Paulo.

ROSA, J. A. Determinação dos campos de temperatura e velocidade em ambientes ventilados, 2001, 90 pp., Tese (Mestrado), Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

TEODOSIU C.; RUSAOUEN G.; LAPORTHE S. Improvement application of CFD to ventilated enclosures - A test case, 2000, *Proceedings of the Roomvent' 2000*, Reading-UK, vol. 1, pp. 455-460.

TRIBESS, A. PME 2514 – Conforto Térmico, 2004, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Apostila.

ANEXO 1 - Determinação do voto médio estimado - PMV (ISO 7730, 1994)

Atividade MET 1.2 e umidade relativa do ar de 50%

Vestimenta CLO	$\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$	Temperatura Operativa $^\circ C$	Velocidade relativa do ar - m/s							
			< 0.10	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	1.00
7	0	25	-1.33	-1.33	-1.59	-1.92				
		26	-0.83	-0.83	-1.11	-1.40				
		27	-0.33	-0.33	-0.63	-0.88				
		28	0.15	0.12	-0.14	-0.36				
		29	0.63	0.56	0.35	0.17				
		30	1.10	1.01	0.84	0.69				
		31	1.57	1.47	1.34	1.24				
		32	2.03	1.93	1.85	1.78				
0.25	0.039	23	-1.18	-1.18	-1.39	-1.81	-1.97	-2.25		
		24	-0.79	-0.79	-1.02	-1.22	-1.54	-1.80	-2.01	
		25	-0.42	-0.42	-0.64	-0.83	-1.11	-1.34	-1.54	-2.21
		26	-0.04	-0.07	-0.27	-0.43	-0.68	-0.89	-1.06	-1.65
		27	0.33	0.29	0.11	-0.03	-0.25	-0.43	-0.58	-1.09
		28	0.71	0.64	0.49	0.37	0.18	0.03	-0.10	-0.64
		29	1.07	0.99	0.87	0.77	0.61	0.49	0.39	0.03
		30	1.43	1.35	1.25	1.17	1.05	0.95	0.87	0.58
0.50	0.078	18	-2.01	-2.01	-2.17	-2.38	-2.70			
		20	-1.41	-1.41	-1.76	-2.04	-2.25	-2.42		
		22	-0.79	-0.79	-0.97	-1.13	-1.36	-1.54	-1.69	-2.17
		24	-0.17	-0.20	-0.36	-0.48	-0.68	-0.83	-0.95	-1.35
		26	0.44	0.39	0.26	0.16	-0.01	-0.11	-0.21	-0.52
		28	1.05	0.98	0.88	0.81	0.70	0.61	0.54	-0.31
		30	1.84	1.57	1.51	1.46	1.39	1.37	1.29	1.14
		32	2.25	2.20	2.17	2.15	2.11	2.09	2.07	1.99
0.75	0.118	16	-1.77	-1.77	-1.91	-2.07	-2.31	-2.49		
		18	-1.27	-1.27	-1.42	-1.56	-1.77	-1.93	-2.05	-2.45
		20	-0.77	-0.77	-0.92	-1.04	-1.23	-1.36	-1.47	-1.82
		22	-0.25	-0.27	-0.40	-0.51	-0.66	-0.78	-0.87	-1.17
		24	0.27	0.23	0.12	0.03	-0.10	-0.19	-0.27	-0.51
		26	0.78	0.73	0.64	0.57	0.47	0.40	0.34	0.14
		28	1.29	1.23	1.17	1.12	1.04	0.99	0.94	0.80
		30	1.80	1.74	1.70	1.67	1.62	1.58	1.55	1.46
1.00	0.155	16	-1.18	-1.18	-1.31	-1.43	-1.59	-1.72	-1.82	-2.12
		18	-0.75	-0.75	-0.88	-0.98	-1.13	-1.24	-1.33	-1.59
		20	-0.32	-0.33	-0.45	-0.54	-0.67	-0.76	-0.83	-1.07
		22	0.13	0.10	0.00	-0.07	-0.18	-0.26	-0.32	-0.52
		24	0.58	0.54	0.46	0.40	0.31	0.24	0.19	0.02
		26	1.03	0.98	0.91	0.86	0.79	0.74	0.70	0.58
		28	1.47	1.42	1.37	1.34	1.28	1.24	1.21	1.12
		30	1.91	1.86	1.83	1.81	1.78	1.75	1.73	1.67
1.50	0.233	12	-1.09	-1.09	-1.19	-1.27	-1.39	-1.48	-1.55	-1.75
		14	-0.75	-0.75	-0.85	-0.93	-1.03	-1.11	-1.17	-1.35
		16	-0.41	-0.42	-0.51	-0.58	-0.67	-0.74	-0.79	-0.96
		18	-0.06	-0.09	-0.17	-0.22	-0.31	-0.47	-0.42	-0.56
		20	0.28	0.25	0.18	0.13	0.05	0.00	-0.04	-0.16
		22	0.63	0.60	0.54	0.50	0.44	0.39	0.36	0.25
		24	0.99	0.95	0.91	0.87	0.82	0.78	0.76	0.67
		26	1.35	1.31	1.27	1.24	1.20	1.18	1.15	1.08
2.00	0.310	10	-0.77	-0.78	-0.86	-0.92	-1.01	-1.06	-1.11	-1.24
		12	-0.49	-0.51	-0.58	-0.63	-0.71	-0.76	-0.80	-0.92
		14	-0.21	-0.23	-0.29	-0.34	-0.41	-0.46	-0.49	-0.60
		16	0.08	0.06	0.00	-0.04	-0.10	-0.15	-0.18	-0.27
		18	0.37	0.34	0.29	0.26	0.20	0.17	0.14	0.05
		20	0.67	0.63	0.59	0.58	0.52	0.48	0.43	0.39
		22	0.97	0.93	0.89	0.87	0.83	0.80	0.78	0.72
		24	1.27	1.23	1.20	1.18	1.15	1.13	1.11	1.06

OBS: 1) Valores de PMV em torno de zero indicam condições de conforto térmico.

2) Valores de CLO igual a 0,5 representam uma vestimenta leve de verão (calça comprida com camisa de mangas curtas), enquanto valores de CLO igual a 1,0 representam uma vestimenta pesada de inverno. Vestimentas usuais de escritórios no Brasil (calça comprida, camisa de manga comprida e gravata) representam um clo de 0,6 a 0,75, função da gramatura dos tecidos.