

TALES ADRIANO FERREIRA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE AMBIENTES COM INSUFLAMENTO DE AR
FRIO PELO PISO: ESTUDO DE SENSIBILIDADE DE MODELOS DE
RADIAÇÃO E DE DENSIDADE DO AR**

Trabalho de conclusão de curso
apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

São Paulo
2006

TALES ADRIANO FERREIRA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE AMBIENTES COM INSUFLAMENTO DE AR
FRIO PELO PISO: ESTUDO DE SENSIBILIDADE DE MODELOS DE
RADIAÇÃO E DE DENSIDADE DO AR**

Trabalho de conclusão de curso
apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Arlindo Tribess

São Paulo
2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Ferreira, Tales Adriano

Simulação numérica de ambientes com insuflamento de ar frio pelo piso: Estudo de sensibilidade de modelos de radiação e de densidade do ar
121 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica

1. Ar condicionado 2. Insuflamento pelo piso 3. Conforto térmico
4. CFD 5. Modelos de Radiação 6. Modelos de densidade do ar.

I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t

Aos meus pais Fátima e Toninho, e ao meu irmão Michel.

AGRADECIMENTOS

Ao meu professor orientador Arlindo Tribess pela ajuda não apenas na realização desse trabalho, mas também no projeto de iniciação científica e toda atenção dispensada.

Ao Eng. Marcelo Pustelnik pela colaboração incondicional nos fornecimentos dos dados, e dicas de simulação para essa continuação de seu trabalho.

À Eng. Cláudia Denise Okuyama pela prestatividade em fornecer os dados de seu trabalho de formatura.

A todos os colegas do Laboratório de Conforto Térmico da EPUSP: Dario, Gustavo, Victor, Danilo, Marcelo, Fernando, José Henrique, Silas e Pedro, por deixarem os computadores ligados e não “matarem” minhas simulações.

Aos meus colegas de turma especialmente Luigi, Rafael e Thomas, pelos incansáveis estudos, trabalhos e discussões.

Enfim, a todos que de alguma maneira ajudaram para que esse trabalho pudesse ser bem finalizado.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE ABREVIATURAS

RESUMO

ABSTRACT

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos do Trabalho	2
1.3. Revisão Bibliográfica	3
1.4. O Uso de CFD (Computational Fluids Dynamic)	4
1.4.1. Etapas de uma análise de CFD	5
2. MATERIAIS	7
2.1. Fontes Bibliográficas	7
2.2. Hardware	7
2.3. Software.....	8
2.3.1. Manipulação de geometria e geração de malha.....	8
2.3.2. Processamento	8
2.3.3. Pós-processamento	9
3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	10
3.1. CFD – Computational Fluid Dynamics: Introdução	10
3.2. Equações de Conservação	10
3.3. Tratamento junto à parede	12
3.4. Modelagem da Turbulência.....	13
3.4.1. Modelo k- ϵ padrão.....	13
3.5. Modelagem da variação da densidade do ar.....	15

3.5.1 Hipótese de Boussinesq.....	15
3.5.2. Modelo de Gás-Ideal	15
3.6. Modelagem da radiação no FLUENT	16
3.6.1. Equação de transferência de calor por radiação	17
3.6.2 Modelo das Ordenadas Discretas (DO – Discrete Ordinates).....	18
3.6.3 Modelo de Radiação da Transferência Discreta (Discret Transfer Radiation Model – DT)	24
3.6.4. O modelo de Radiação P-1	28
3.2.11. O modelo de radiação Rosseland.....	32
3.2.12. O modelo de radiação superfície-superfície (S2S – Surface-to-Surface).....	35
4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	36
4.1. O Laboratório de Conforto Térmico da EPUSP	36
5. METODOLOGIA.....	40
5.1. Descrição das etapas.....	40
5.2. Modelagem do problema	41
6. RESULTADOS	44
6.1 Modelo sem radiação com a densidade variando	45
6.1.1. Apresentação dos resultados do modelo sem radiação com a densidade variando	45
6.1.2. Análise dos resultados do modelo sem radiação com a densidade variando.....	50
6.2 Modelo de radiação DO com a densidade variando	51
6.2.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação DO com a densidade variando	51
6.2.2. Análise dos resultados do modelo de radiação DO com a densidade variando ..	56
6.3 Modelo de radiação Discret-Transfer (DT) com a densidade variando	56
6.3.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação DT com a densidade variando	56
6.3.2. Análise dos resultados do modelo de radiação DT com a densidade variando..	62
6.4 Modelo de radiação P1 com a densidade variando.....	62
6.4.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação P1 com a densidade variando	62

6.4.2. Análise dos resultados do modelo de radiação P1 com a densidade variando ...	68
6.5 Modelo de radiação Rosseland com a densidade variando	68
6.5.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação Rosseland com a densidade variando	68
6.5.2. Análise dos resultados do modelo de radiação Rosseland com a densidade variando	74
6.6. Densidade como gás-ideal com o modelo de radiação variando.....	74
6.6.1. Apresentação dos resultados de densidade como gás-ideal com o modelo de radiação variando.....	74
6.6.2. Análise dos resultados de densidade como gás-ideal com o modelo de radiação variando	80
6.7. Densidade com a Hipótese de Boussinesq com o modelo de radiação variando	80
6.7.1. Apresentação dos resultados de densidade com a Hipótese de Boussinesq com o modelo de radiação variando.....	80
6.7.2. Análise dos resultados de densidade com a Hipótese de Boussinesq com o modelo de radiação variando.....	86
6.8. Análises gerais.....	87
7. COMENTÁRIOS FINAIS	101
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1: Espiral do Projeto.....	6
Figura 3-1: Exemplo de elemento fluido infinitesimal e suas coordenadas.....	10
Figura 3-2: Transferência de calor por radiação (FLUENT, 2005).....	18
Figura 3-3: Sistema de Coordenadas Angular (FLUENT, 2005).....	19
Figura 3-4: Face sem sobressalto no ângulo de controle (FLUENT, 2005).....	20
Figura 3-5: Face com sobressalto no volume de controle (FLUENT, 2005).....	20
Figura 3-6: Face com sobressalto no ângulo de controle (FLUENT, 2005).....	21
Figura 3-7: "Pixelação" do ângulo de controle (FLUENT, 2005).....	22
Figura 3-8: Modelo de radiação DO numa parede opaca (FLUENT, 2005).....	23
Figura 3-9: Ângulos ϕ e θ definem o ângulo sólido hemisférico a partir de um ponto P.....	27
Figura 4-1: Corte esquemático do laboratório (LEITE, 2003).....	38
Figura 4-2: Disposição dos pontos de medição, simuladores e difusores (Leite, 2003).....	39
Figura 4-3: Geometria utilizada por Pustelnik, 2005, com os principais elementos de interesse na simulação.....	41
Figura 5-1: Malha utilizada na simulação.....	42
Figura 5-2: Perda de carga nas grelhas de retorno e difusores de 150 mm e 200 mm (dados obtidos do fabricante).....	44
Figura 6-1: Posição das linhas de medições de temperatura em 3D.....	47
Figura 6-2: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.....	48
Figura 6-3: Gráficos referentes às linhas 5 - 8 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.....	49
Figura 6-4: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.....	50
Figura 6-5: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.....	51
Figura 6-6: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.....	52

Figura 6-7: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.....	55
Figura 6-8: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.....	56
Figura 6-9: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.....	57
Figura 6-10: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.....	58
Figura 6-11: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.....	59
Figura 6-12: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.....	61
Figura 6-13: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.....	62
Figura 6-14: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.....	63
Figura 6-15: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.....	64
Figura 6-16: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.....	65
Figura 6-17: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.....	67
Figura 6-18: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.....	68
Figura 6-19: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.....	69
Figura 6-20: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.....	70
Figura 6-21: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.....	71

Figura 6-22: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.....	73
Figura 6-23: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.....	74
Figura 6-24: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.....	75
Figura 6-25: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.....	76
Figura 6-26: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.....	77
Figura 6-27: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação.....	79
Figura 6-28: Gráficos referentes às linhas 5 - 8 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação.....	80
Figura 6-29: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação.....	81
Figura 6-30: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação.....	82
Figura 6-31: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação.....	83
Figura 6-32: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação.....	85
Figura 6-33: Gráficos referentes às linhas 5 - 8 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação.....	86
Figura 6-34: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação.....	87
Figura 6-35: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação.....	88
Figura 6-36: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação.....	89
Figura 6-37: Disposição dos planos de análise dos campos de temperatura.....	91

Figura 6-38: Campos de temperatura no plano A para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	92
Figura 6-39: Campos de temperatura no plano B para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	93
Figura 6-40: Campos de temperatura no plano C para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	94
Figura 6-41: Campos de temperatura no plano D para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	95
Figura 6-42: Campos de temperatura no plano A para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	97
Figura 6-43: Campos de temperatura no plano B para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	98
Figura 6-44: Campos de temperatura no plano C para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	99
Figura 6-45: Campos de temperatura no plano D para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT.....	100
Figura 6-46: Campos de temperatura no plano A: i) Modelo de Boussinesq, sem radiação; i-a) Modelo de Boussinesq e DO; ii) Modelo de gás-ideal; ii-a) Modelo de gás-ideal e DO.....	101
Figura 6-47: Contornos de y^+ para o i) piso da sala, divisórias e parede de insolação ii) piso do plenum.....	102
Figura 6-48: Temperaturas nas superfícies.....	103
Figura 6-49: Linhas de corrente coloridas pela temperatura: i) vista lateral, ii) vista superior.....	104

LISTA DE TABELAS

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

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
$\vec{r}$	Vetor posição
$\vec{s}$	Vetor direção
$\vec{s}'$	Vetor direção difusão
s	Tamanho do caminho
a	Absortividade
n	Índice de refração
σ_s	Coeficiente de difusão
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($5.672 \times 10^{-8} \text{W/m}^2\text{-K}^4$)
I	Intensidade de radiação
T	Temperatura local
Φ	Função fase
Ω'	Ângulo sólido

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
DO	Discret-Ordinates
DT	Discret-Transfer
EPUSP	Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
HVAC	Heat Ventilation and Air Conditioning
LES	Large Eddy simulation
NDF	Núcleo de Dinâmica dos Fluidos
RSM	Reynolds Stress Model

RESUMO

Com a crescente otimização dos espaços em ambientes de escritórios, pessoas e equipamentos tendem a ocupar um espaço cada vez mais próximo, gerando maiores assimetrias e gradientes de temperatura e velocidade, com piores condições de conforto térmico. Para tentar resolver estes problemas novas tecnologias de distribuição de ar no ambiente vem sendo desenvolvidas. No presente trabalho foi realizada simulação numérica de ambientes com insuflamento pelo piso e a avaliação da sensibilidade dos modelos de densidade do ar e de radiação, disponíveis no software de CFD FLUENT Inc., nos resultados obtidos. Verificou-se que a aplicação dos modelos de radiação DO e DT produzem resultados muito semelhantes com diminuição dos gradientes de temperatura em relação ao modelo sem radiação. Observou-se que os modelos de radiação P1 e Rosseland tendem a homogenizar o meio, levando a resultados distantes dos experimentais. Observou-se também que os modelos de densidade do ar de Boussinesq e densidade constante levam a resultados similares, assim como os modelos de gás-ideal e gás-ideal-incompressível. Finalmente, verificou-se que a combinação que produziu resultados mais próximos dos resultados experimentais foi de gás-ideal e modelo de radiação DO

ABSTRACT

Owing to the optimization process of office environments spaces, people and equipments are getting much closer. This process is generating great asymmetries and gradients of velocity and temperature in such way that the thermal confort is getting worst. In order to solve this problem new technologies have been developed. In the present work was performed numerical simulation of a office environment with cold underfloor air supply (UFAD system) and the avaliation of sensibility of the radiation and air density models, available on the CFD software FLUENT Inc., in the results. It was verified that the application of the radiation models DO and DT produces very similar results, and it makes the temperature gradients lower than the model without radiation. It was observed that the models P1 and Rosseland tend to make the temperature homogeneous in the domain, what is far from the experimental data. It could be noticed that the model of Boussinesq for the density of the air and this density constant points to a same result, as the models of ideal-gas and incompressible-ideal-gas. Finally, it was verified that the combination that produced results closer to experimental data was ideal-gas and DO radiation model.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Os seres humanos têm necessidades que, dispostas hierarquicamente, apresentam na sua base as necessidades fisiológicas. Quando essas necessidades começam a ser atendidas, o homem deixa de se preocupar com elas e passa a se preocupar com os níveis hierárquicos superiores, que se tornam importantes, e estes motivam e determinam o comportamento do indivíduo. Quando tais necessidades são, até certo ponto, atendidas, outras emergem, e assim por diante, até que o homem percorra toda a hierarquia de necessidades. No alto desta pirâmide está a auto-realização. Quando o indivíduo a atingir, significa que todas as necessidades inferiores já foram atendidas. Segundo a linha de pensamento de Maslow (1985), um homem auto-realizado está motivado para o trabalho e o executa com satisfação. Para atingir a satisfação a necessidade do conforto térmico deve estar satisfeita, dentre outras necessidades.

Visando atender a essa necessidade foram desenvolvidas técnicas para melhoria do conforto térmico humano, definido pela norma ASHRAE 55:2004 como sendo “um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa”.

É possível notar que devido à crescente otimização dos espaços, pessoas e equipamentos tendem a ficar cada vez mais próximos em ambientes de escritórios, o que dificulta a execução de um bom projeto de distribuição de ar para se alcançar o conforto térmico e a qualidade do ar. Por essa razão, nesses ambientes, assimetrias e desconfortos locais são comuns, tornando-os menos homogêneos e a aplicação dos métodos de avaliação de conforto térmico tradicionais necessitam de complementação.

Para tentar resolver a questão do desconforto térmico em ambientes climatizados uma nova tecnologia vem sendo desenvolvida: o insuflamento de ar frio pelo piso. As primeiras aplicações dessa tecnologia foram em edifícios comerciais da Alemanha, como uma solução para a questão do cabeamento e remoção de cargas térmicas localizadas (David, 1984; Sodec e Craig, 1990).

Resultados de pesquisas mostram que o insuflamento de ar frio pelo piso é mais econômico em termos de consumo de energia (Xu, Niu, 2005) e ainda proporciona melhores condições de conforto térmico em relação ao insuflamento de mistura (pelo teto).

Por ser uma tecnologia relativamente nova são necessários estudos, tanto experimentais quanto simulações numéricas, para um melhor entendimento e aproveitamento de seus potenciais de melhoria do conforto térmico e economia de energia. Com relação a trabalhos experimentais foi construído no Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, com o apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), um laboratório 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, Leite e Tribess, 2006). Com relação à simulação destes ambientes, trabalhos recentes foram realizados por Pustelnik (2005) e por Xu e Niu (2005).

Protótipos de projetos de dimensionamento e de distribuição de ar em ambientes são em sua grande parte inviáveis sobre os aspectos econômicos e de prazos. Nesse contexto a simulação numérica utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – Computational Fluid Dynamics) é de extrema importância, pois se evita a construção de protótipos, e os impactos de quaisquer alterações no projeto são avaliados de forma relativamente rápida.

Porém, ainda não há trabalhos suficientes de simulação numérica, especialmente utilizando CFD, que permitam a utilização desta ferramenta de forma confiável para a avaliação de condições de escoamento do ar e de conforto térmico em ambientes de escritório, notadamente com insuflamento de ar frio pelo piso.

1.2. Objetivos do Trabalho

Esse trabalho tem por objetivo realizar simulações numéricas do escoamento do ar em ambiente com insuflamento pelo piso, do laboratório de conforto térmico da EPUSP, e avaliar a influência dos modelos de variação da densidade (densidade constante, modelo de Boussinesq, gás-ideal, gás-ideal-incompressível) e de radiação (sem considerar radiação, ordenadas-discretas (DO), superfície-superfície (S2S), P1, Rosseland, transferência-discreta (DT)) nos resultados da simulação e experimentais.

1.3. Revisão Bibliográfica

Nilsson (2004) descreve a teoria de conforto térmico humano e avaliação utilizando manequins térmicos e numéricos, mostrando vantagens e desvantagens do método da temperatura equivalente com a utilização desses manequins. Apresenta métodos para estudos experimentais de assentos comuns e ventilados. Utilizando três manequins, dois reais e um virtual, Nilsson realiza o estudo de três casos: câmara climatizada, ambiente de escritório e cabine de um veículo, obtendo boa concordância entre os dados experimentais e numéricos. A simulação foi realizada com um modelo de turbulência de zero equação, não explicitado pelo autor.

Pustelnik (2005) realiza a simulação do escoamento do ar em ambiente com insuflamento pelo piso, do laboratório de conforto térmico da EPUSP, utilizando ferramentas CFD (FLUENT e ICEM CFD). As simulações são feitas com diferentes condições de insuflamento de ar pelo piso, e como parâmetro de comparação para validação utiliza-se dos dados experimentais dos campos de velocidade e temperatura obtidos por Leite (2003). Um dos objetivos do trabalho é a comparação do desempenho entre os diversos modelos de turbulência presentes no Fluent. Observou boas concordâncias quando os modelos k- ϵ padrão e dos tensores de Reynolds (RSM – Reynolds Stress Model) são utilizados; especialmente o último, que demanda um tempo de simulação quase três vezes superior aos demais para atingir a convergência. O presente trabalho parte dos resultados do trabalho de Pustelnik (2005) obtidos com estes modelos de turbulência e a modelagem dos difusores e grelhas de retorno utilizada.

Xu e Niu (2005) desenvolveram uma metodologia de avaliação do consumo de energia anual utilizando ferramentas CFD. Os dados de entrada foram obtidos por meio de um programa de simulação de cálculo da carga térmica. São comparados resultados obtidos com o sistema de insuflamento de mistura (pelo teto) e de deslocamento (pelo piso). Os autores concluem que o sistema com insuflamento pelo piso tem um maior potencial de economia de energia devido à um tempo maior de resfriamento, uma carga menor de ventilação e um aumento no coeficiente de performance (COP) do chiller.

Também utilizando técnicas de CFD, Tribess et al. (2005) realizaram a simulação numérica do resfriamento de componentes eletrônicos em um compartimento de aeronave, onde foram estudados os efeitos da geração de calor volumétrica e superficial pelos

equipamentos. Foram geradas malhas tetraédricas e o software Fluent foi utilizado na resolução das equações. Concluiu-se que a geração superficial é a melhor alternativa quando somente o escoamento no interior do compartimento for de interesse. A abordagem utilizando geração de calor volumétrica é mais adequada se a preocupação for com relação a aspectos de segurança (temperaturas simuladas maiores)

1.4. O Uso de CFD (Computational Fluid Dynamics)

O grande avanço da capacidade de processamento e armazenamento de dados que os computadores obtiveram nas últimas décadas permitiu uma grande difusão das técnicas de CFD, tanto nas universidades como nas indústrias. Em ambos os casos o objetivo é a pesquisa e o desenvolvimento de produtos ou processos em que o escoamento de um ou mais fluidos está envolvido.

Segundo Versteeg e Malalasekera (1995), as principais vantagens da simulação numérica em relação à construção de protótipos 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.

Porém, mesmo com todas essas vantagens, a simulação utilizando CFD não substitui os dados experimentais, pois são com esses últimos que as simulações são validadas e somente a partir da validação que resultados de simulações de alterações em relação ao modelo original podem ser considerados consistentes.

Além disso, é necessária mão-de-obra especializada (engenheiros ou técnicos experientes) para operar os softwares de CFD. Isso porque geralmente esses softwares são de

fácil domínio da interface gráfica, e de algoritmos bem robustos, o que pode levar o usuário despreparado a obter soluções falsas e que não seja capaz de identificar.

1.4.1. Etapas de uma análise de CFD

Um estudo utilizando CFD consiste basicamente de quatro etapas detalhadas a seguir: construção da geometria, geração de malha, processamento e pós-processamento.

- Construção das geometrias: etapa extremamente trabalhosa, consiste em construir, em um software adequado, a geometria do domínio a ser simulado, no caso o ambiente do laboratório e seus componentes internos. Vale ressaltar que já nessa etapa são empregadas algumas hipóteses simplificadoras, pois nem todos os componentes do domínio são desenhados exatamente como são.
- Geração das malhas: uma das etapas mais importantes em uma análise CFD, a geração da malha consiste em discretizar a geometria construída na etapa anterior em vários elementos volumétricos para que a utilização do método dos volumes finitos pelo *solver* seja possível.
- Processamento: etapa principal, a análise propriamente dita, é a resolução das equações de conservação das quantidades físicas e energia por um software de CFD apropriado. É nessa etapa que são inseridas as condições de contorno no modelo e tem-se como resultado as variáveis desejadas.
- Pós-processamento: nessa etapa os resultados provenientes da etapa anterior são analisados. Nessa fase são identificados problemas relacionados a todas as etapas anteriores, como inconsistências na geometria, baixo nível de refinamento da malha em regiões de grandes gradientes, ou ainda erros na determinação das condições de contorno. Encontrados os problemas, volta-se ao passo referente, corrige-se e a análise é reiniciada.

Dessa forma a espiral de projeto para as análises e conseqüentemente para o trabalho inteiro fica da seguinte forma (Fig 1.1):

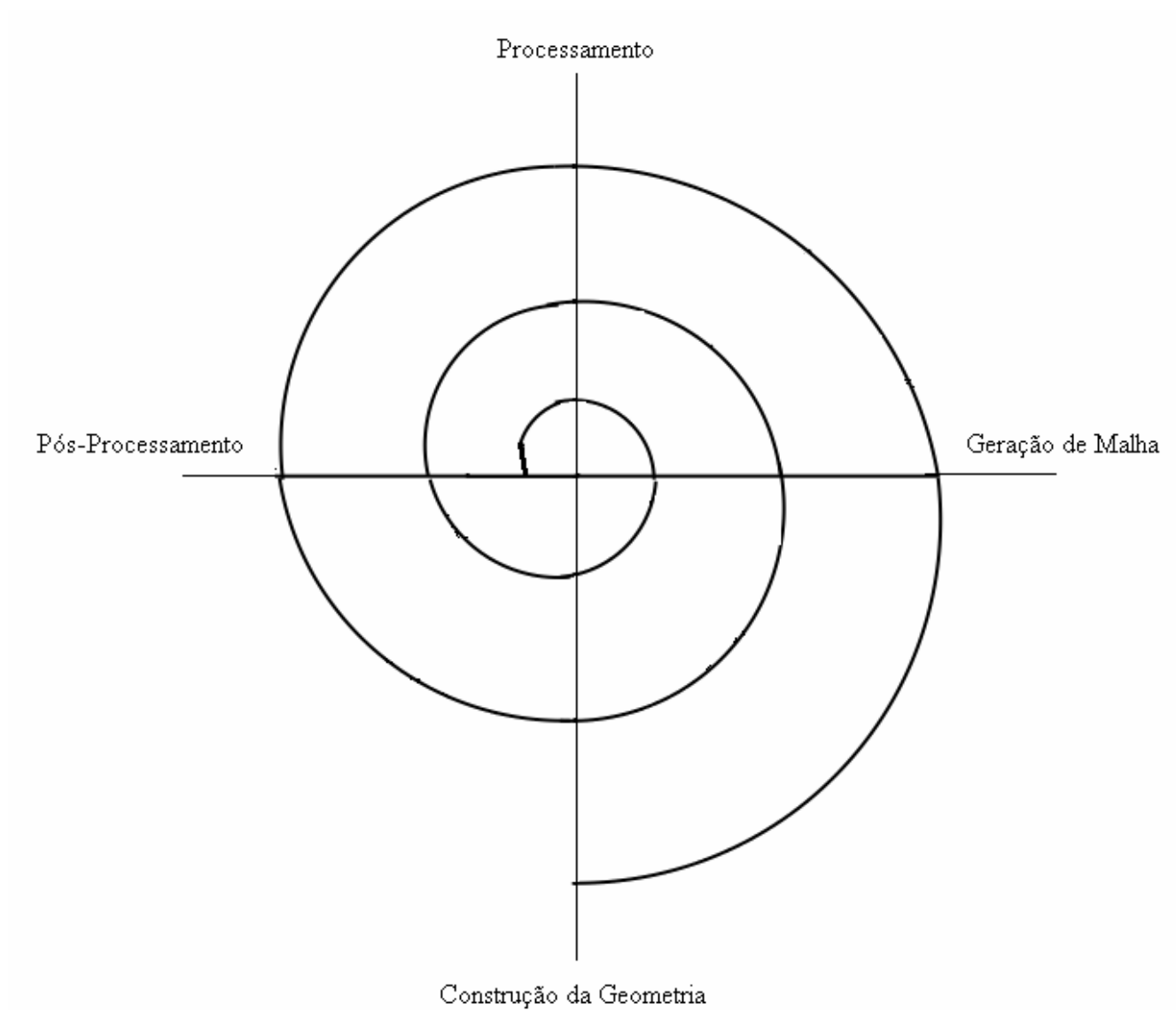


Figura 1-1: Espiral do Projeto

CAPÍTULO 2

MATERIAIS

Por se tratar de uma simulação numérica, os materiais necessários para a realização desse projeto são divididos em apenas três categorias: fontes bibliográficas, software e hardware.

2.1. Fontes Bibliográficas

As fontes bibliográficas que foram utilizadas são baseadas em três grandes nichos: análise do conforto térmico em ambientes de escritório, simulações de CFD em ambientes internos e as pesquisas e simulações realizadas no Laboratório de Conforto Térmico da EPUSP.

Grande parte do material relacionado aos dois primeiros nichos já foi levantado quando do início do projeto de iniciação científica intitulado “Aplicações Avançadas de Dinâmica dos Fluidos Computacional a Aeronaves de Alta Performance” financiado pela EMBRAER e FAPESP. O material referente ao terceiro nicho foi disponibilizado pelo professor orientador, responsável pelo laboratório objeto do presente trabalho.

2.2. Hardware

Foram utilizados os equipamentos de hardware do Laboratório de Conforto Térmico da EPUSP, microcomputador Pentium 4 HT, 3 GHz de clock, 2 Gbytes de memória RAM e 120 Gbytes de memória em disco.

Vale ressaltar que o hardware será o limitador para a concretização do projeto, pois sabe-se que para cada elemento volumétrico do volume discretizado é ocupado cerca de 1 kbyte de memória RAM. Como consequência, as malhas desse trabalho devem ter no máximo 2 milhões de elementos. Já o uso de apenas um processador limitou o tempo que as análises foram realizadas.

2.3. Software

Foram utilizados softwares CFD disponíveis na EPUSP: Gambit, ICEM CFD, FLUENT e Enight.

2.3.1. Manipulação de geometria e geração de malha

Os softwares ANSYS ICEM CFD 10.0 foram utilizados para a geração da malha, e manipulação da geometria.

2.3.2. Processamento

O software FLUENT 6.2.16 é líder mundial de mercado na área de CFD, sendo maior na ordem de duas vezes e meia em relação ao segundo colocado (StarCD). Há também um grande nível de satisfação dos usuários, verificado no índice superior a 95% de renovação de licenças anuais. Esse software está disponível no Laboratório de Conforto Térmico e no NDF (Núcleo de Dinâmica dos Fluidos) EPUSP (Escola Politécnica da Universidade de São Paulo).

As capacidades do programa FLUENT (FLUENT, 2005) 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 (incluindo todos os regimes de velocidade: subsônico, transônico, supersônico e hipersônico);
- 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;
- Mistura de espécies químicas e reação, incluindo modelos de combustão.
- Superfície livre e modelos multifásico para escoamentos gás-líquido, gás-sólido e líquido-sólido;

- Cálculo Lagrangiano da trajetória para dispersão de fase (partículas, bolhas), incluindo fases contínuas; modelagem de spray;
- Modelo de cavitação;
- Modelo de mudança de fase para aplicações de fusão e solidificação;
- Modelos de ventiladores, bombas, radiadores e trocadores de calor;
- Modelos acústicos para estimativa de ruído induzido pelo escoamento;
- Malhas móveis para modelagem de domínios em movimento e malhas deformáveis.
- Fontes volumétricas de massa, momento, calor e espécies químicas.

2.3.3. Pós-processamento

Para essa etapa os softwares Enight 8.2 e FLUENT 6.2.16 foram utilizados. O primeiro é um software especializado em visualização de resultados, com muitas ferramentas e facilidade de uso. O FLUENT 6.2.16 também possui muitos recursos de pós-processamento, porém de difícil manipulação de dados de visualização, sendo essa uma alternativa secundária.

CAPÍTULO 3

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1. CFD – Computational Fluid Dynamics: Introdução

Nesse capítulo são apresentados os conceitos teóricos envolvidos no desenvolvimento do projeto e explicitadas as equações que são resolvidas pelo solver Fluent. O programa utiliza o Método dos Volumes Finitos, que é um método de resolução de equações a derivadas parciais, baseado na resolução de balanços de massa, energia e quantidade de movimento a um determinado volume de meio contínuo. Este método evoluiu das diferenças finitas, outro método de resolução de equações diferenciais, e garante que, em cada volume discretizado, a propriedade em questão (por exemplo, a massa) obedece à lei da conservação.

3.2. Equações de Conservação

Conservação de massa

Aplicando-se o balanço de massa em um elemento fluido, representado na figura 2, tem-se:

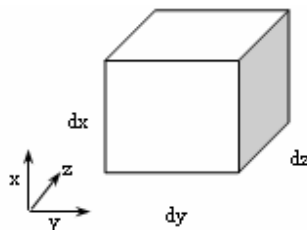


Figura 3-1: Exemplo de elemento fluido infinitesimal e suas coordenadas

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

onde ρ é a massa específica, t o tempo e $\vec{u}$ o vetor velocidade.

O primeiro termo representa a variação da densidade do fluido no tempo, enquanto o segundo termo diz quanto escoar de massa através do contorno do elemento, é o termo convectivo.

Conservação da Quantidade de Movimento

Aplicando-se a segunda lei de Newton num elemento infinitesimal, obtém-se:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) + \text{div}(\rho \bar{u} \bar{u}) = -\text{grad } p + \text{div}(\tau_{\text{eff}}) + \rho \bar{g} + \bar{F} \quad (2)$$

onde p é a pressão estática, e τ_{eff} é o tensor das tensões devido à viscosidade efetiva (molecular e turbulenta), $\bar{g}$ é a aceleração gravitacional e $\bar{F}$ representas as forças externas e outros termos fontes, como meios porosos.

O primeiro termo é a variação quantidade de movimento no tempo. O segundo termo é o ganho da quantidade de movimento devido ao fluxo que atravessa o volume fluido (termo convectivo). O terceiro termo é a força devido à pressão hidrostática. O quarto termo representa o aumento da quantidade de movimento devido à transferência viscosa e o quinto termo representa as forças de campo. O tensor τ_{eff} é definido por:

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

Conservação de Energia

A partir da primeira lei da termodinâmica obtém-se a equação da conservação de energia no elemento fluido:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \text{div}(\rho e \bar{u}) = -p \text{div}(\bar{u}) + \text{div}(k_{\text{eff}} \text{grad } T) + \Phi + S_e \quad (4)$$

Os dois primeiros termos são referentes à taxa de aumento da energia no elemento fluido, temporal e devido ao fluxo respectivamente. O terceiro termo é a taxa de trabalho

realizado pela pressão. O quarto termo refere-se à taxa líquida de energia térmica devido à condução. S_e é o termo fonte, onde ocorre o acoplamento entre densidade e efeitos de radiação em meio participante, enquanto Φ é uma função dissipação definida por:

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right\} + \lambda (\text{div } \vec{u})^2 \quad (5)$$

A condutividade térmica efetiva k_{eff} é dada por:

$$k_{\text{eff}} = \left(k + \frac{\mu_t c_p}{Pr_t} \right) \quad (6)$$

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.

3.3. Tratamento junto à parede

Nas regiões do domínio onde há baixa turbulência, especialmente próximo às superfícies sólidas onde a relação de viscosidades (laminar e turbulenta) $\frac{\mu}{\mu_t} \gg 1$ não é satisfeita e as equações dos modelos de turbulência não são resolvidas. Nessas regiões são utilizadas equações algébricas para a determinação de μ_t . Para a obtenção dessas equações é feita a hipótese de que a turbulência está em equilíbrio nessas regiões do escoamento. Como essas equações são válidas apenas para uma pequena região do escoamento é imposta uma restrição sobre a qualidade da malha utilizada, que deve ter os centróides dos elementos próximos à parede localizados em uma determinada faixa de distância (y^+) para que os resultados sejam válidos.

$$y^+ = \frac{y\sqrt{\tau_0/\rho}}{\nu} \quad (7)$$

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.

3.4. Modelagem da turbulência

Turbulência é o estado do fluido em movimento caracterizado por vorticidade tridimensional e aparentemente randômica. Quando a turbulência está presente costuma dominar todos os outros fenômenos e resulta num acréscimo, por exemplo, de dissipação de energia, transferência de calor e massa, e arrasto. Isso ocorre devido ao pequeno tamanho e a alta frequência das flutuações do campo de velocidades, principal característica do escoamento turbulento.

A grande maioria dos escoamentos presentes na natureza e aplicações industriais é em regime turbulento. E por mais que a tecnologia computacional tenha avançado nos últimos anos, ainda não é possível discretizar os domínios dos modelos práticos de tal forma que o menor elemento da malha seja menor ou igual ao menor vórtice que dissipa sua energia de forma térmica, sem causar movimento nas partículas fluidas ao seu redor (escala de Kolmogorov) e dessa forma utilizar a simulação numérica direta (DNS – Direct Numerical Simulation). Assim, são necessários modelos que tentem reproduzir a maneira randômica com a qual a turbulência influencia nas propriedades do fluido, os chamados modelos de turbulência. Contudo ainda não existe um modelo geral, que produza bons resultados para as infinitas formas de um escoamento turbulento. Nesse contexto uma escolha equivocada do modelo utilizado para determinada aplicação pode resultar desde dificuldade na convergência, tempo de processamento extremamente elevado, até resultados que não condizem com a realidade.

3.4.1. Modelo k-ε padrão

O k-ε padrão é um modelo semi-empírico baseado na modelagem das equações de transporte da energia cinética turbulenta (k) e na sua taxa de dissipação (ϵ). 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.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon}{k} + S_\varepsilon \quad (9)$$

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.

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

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

As constantes do modelo (valores padrão do FLUENT) foram obtidas experimentalmente para escoamentos turbulentos fundamentais e funcionam bem em escoamentos turbulentos forçados e livres.

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

3.5. Modelagem da variação da densidade do ar

Um dos objetivos do presente trabalho é avaliar a sensibilidade da simulação aos modelos de variação de densidade do ar. Nesse item esses modelos serão explicitados.

3.5.1 Hipótese de Boussinesq

Este modelo trata a densidade com um valor constante em todas as equações, exceto no termo de flutuação na equação de conservação da quantidade de movimento:

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (11)$$

onde ρ_0 é a densidade (constante) do escoamento, T_0 é a temperatura de operação e β é o coeficiente de expansão térmica. A equação (11) é obtida utilizando-se a aproximação de Boussinesq $\rho = \rho_0(1 - \beta\Delta T)$ para eliminar ρ do termo de flutuação. Essa aproximação só é precisa quando as variações na densidade são pequenas; especificamente o modelo de Boussinesq é válido quando $\beta(T - T_0) \ll 1$.

Isso implica que o modelo de Boussinesq não deve ser utilizado se as diferenças de temperatura no domínio forem grandes. Outra limitação do modelo é a impossibilidade de utilizá-lo, no FLUENT, com cálculos de concentração de espécies, combustão ou reações químicas.

3.5.2. Modelo de Gás-Ideal

Para escoamentos compressíveis a lei dos gases é a seguinte:

$$\rho = \frac{p_{op} + p}{\frac{R}{M_w} T} \quad (12)$$

onde p_{op} é a pressão de operação; p é a pressão relativa local calculada pelo FLUENT; R a constante universal dos gases; M_w a massa molar do gás; e T a temperatura local, calculada pelo FLUENT.

3.5.3. Modelo de Gás-Ideal Incompressível

No FLUENT, ao definir a densidade usando o modelo de gás-ideal para um escoamento incompressível a densidade será computada por:

$$\rho = \frac{P_{op}}{\frac{R}{M_w} T} \quad (13)$$

Nesse modelo a densidade depende apenas da pressão de operação e não da pressão local relativa no domínio, como no modelo de gás ideal.

3.6. Modelagem da radiação no FLUENT

O FLUENT recomenda, através do seu manual, o que deve ser considerado quando da escolha do modelo de radiação:

- **Espessura óptica:** A espessura óptica aL é um bom indicador de qual modelo usar no problema; onde L é o comprimento característico adequado para o seu domínio. Para o escoamento numa câmara de combustão, por exemplo, L é o diâmetro da câmara. Se $aL \gg 1$ as melhores alternativas são os modelos P-1 e Rosseland. O modelo P-1 deve ser tipicamente usado para espessuras ópticas maiores que 1. Para espessura óptica maior que 3 o modelo Rosseland tem um menor custo computacional e é mais eficiente. Os modelos DT e DO trabalham sobre toda a faixa de espessuras ópticas, porém o custo computacional é maior. Para espessuras ópticas menores que 1, apenas esses dois últimos modelos são apropriados.
- **Dispersão e emissividade:** Os modelos P-1, Rosseland e DO levam em conta a dispersão enquanto o DT o despreza. Pelo fato do modelo Rosseland usar condição de temperatura de deslizamento nas paredes, é insensível às emissividades destas.
- **Efeitos de particulados:** Apenas os modelos P-1 e DO levam em conta a troca por radiação entre gás e particulados.
- **Meios semi-transparentes e fronteiras especulares:** Apenas o modelo DO permite reflexão especular (por exemplo, espelhos) e o cálculo da radiação em meios semi-transparentes como vidros.

- **Radiação não-cinza:** Apenas o modelo DO permite o cálculo de radiação não-cinza através de modelo de bandas de cinza.
- **Fontes de calor localizadas:** Em problemas com fontes de calor localizadas o modelo P-1 pode superestimar o fluxo radiativo. O modelo DO é provavelmente a melhor alternativa para computar a radiação nesse caso, embora o DT, com um número de raios suficientemente grande, também é aceitável.
- **Transferência por radiação em meios fechados e não participantes:** O modelo superfície-para-superfície (S2S) é apropriado para esse tipo de problema

3.6.1. Equação de transferência de calor por radiação

A equação de transferência por radiação (ETR) para um meio absorvente, emissor e difusivo, numa posição $\vec{r}$ na direção $\vec{s}$ é:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega \quad (14)$$

onde $\vec{r}$ = Vetor posição

$\vec{s}$ = Vetor direção

$\vec{s}'$ = Vetor direção difusão

s = Tamanho do caminho

a = Absortividade

n = Índice de refração

σ_s = Coeficiente de difusão

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5.672 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

I = Intensidade de radiação, que depende da posição ($\vec{r}$) e da direção ($\vec{s}$)

T = Temperatura local

Φ = Função fase

$\Omega' = \hat{\text{Ângulo sólido}}$

$(a + \sigma_s)s$ é a espessura óptica ou a opacidade do meio. O índice de refração n é importante quando a radiação é considerada num meio semi-transparente. A figura 3-2 ilustra o processo da transferência de calor por radiação.

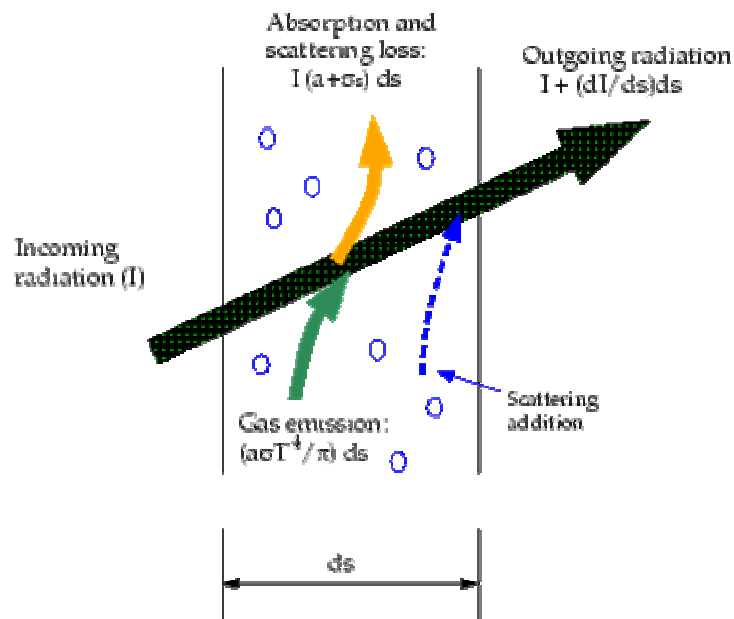


Figura 3-2: Transferência de calor por radiação (FLUENT, 2005)

3.6.2. Modelo das Ordenadas Discretas (DO – Discrete Ordinates)

O modelo de radiação das ordenadas discretas (DO) resolve a equação de transferência por radiação para um número finito de ângulos sólidos discretos, os quais estão associados a um vetor de direção $\vec{s}$ fixado no sistema Cartesiano global (x, y, z) . O nível de discretização angular é controlado pelo usuário.

O modelo DO transforma a equação (14) numa equação de transporte para a intensidade de radiação nas coordenadas espaciais, e resolve quantas equações dessas quantas forem as direções $\vec{s}$. Dessa forma a equação (14) passa a ser escrita da forma:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}')d\Omega' \quad (15)$$

- **Discretização Angular**

Cada octante do espaço angular 4π na localização espacial é discretizado em $N_\theta \times N_\phi$ ângulos sólidos de extensão w_i , chamados ângulos de controle. Os ângulos θ e ϕ são os ângulos polares e azimutais respectivamente, e são medidos em relação ao sistema cartesiano (x, y, z) como mostrado na figura abaixo. As medidas de θ e ϕ dos ângulos de controle, $\Delta\theta$ e $\Delta\phi$, são constantes. Em cálculos bi-dimensionais apenas 4 octantes são resolvidos devido a simetria, com um total de $4N_\theta N_\phi$ direções. Em problemas tri-dimensionais um total de $8N_\theta N_\phi$ direções são resolvidas.

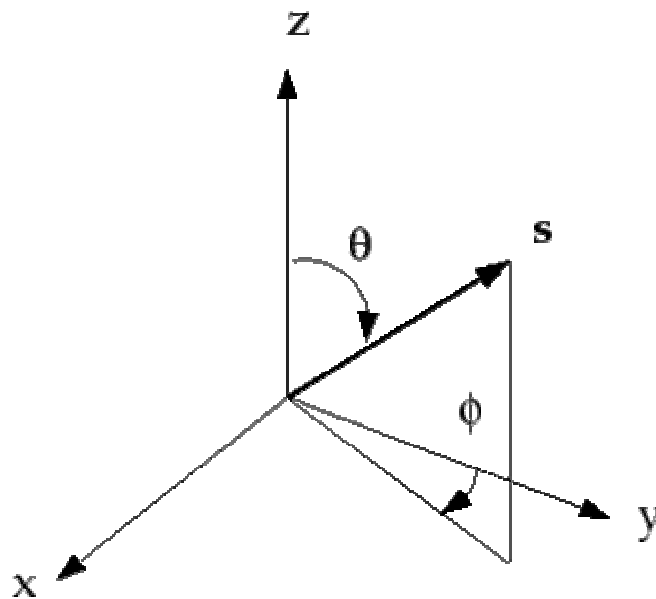


Figura 3-3: Sistema de Coordenadas Angular (FLUENT, 2005)

Quando malhas cartesianas são usadas é possível alinhar a discretização angular com as faces dos volumes de controle, como mostrado na figura 3-4. Para malhas não-estruturadas generalizadas, no entanto, as faces dos volumes de controle não estão, em geral, alinhadas com a discretização angular global, ilustrado na figura 3-5, levando ao problema de ressaltos (overhang) do ângulo de controle.

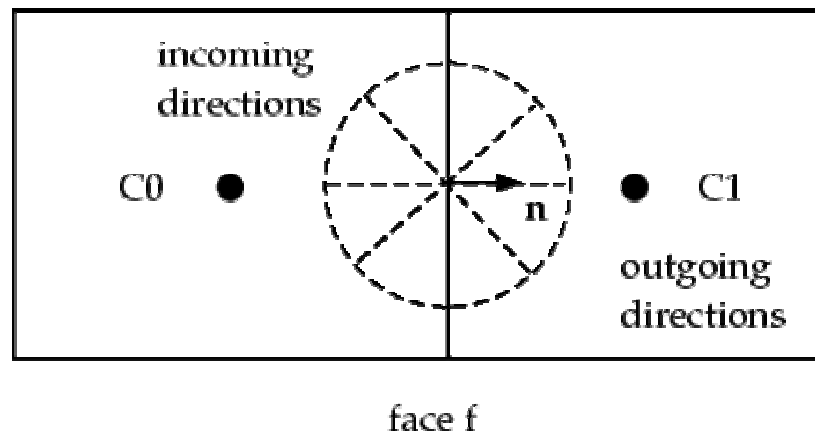


Figura 3-4: Face sem sobressalto no ângulo de controle (FLUENT, 2005)

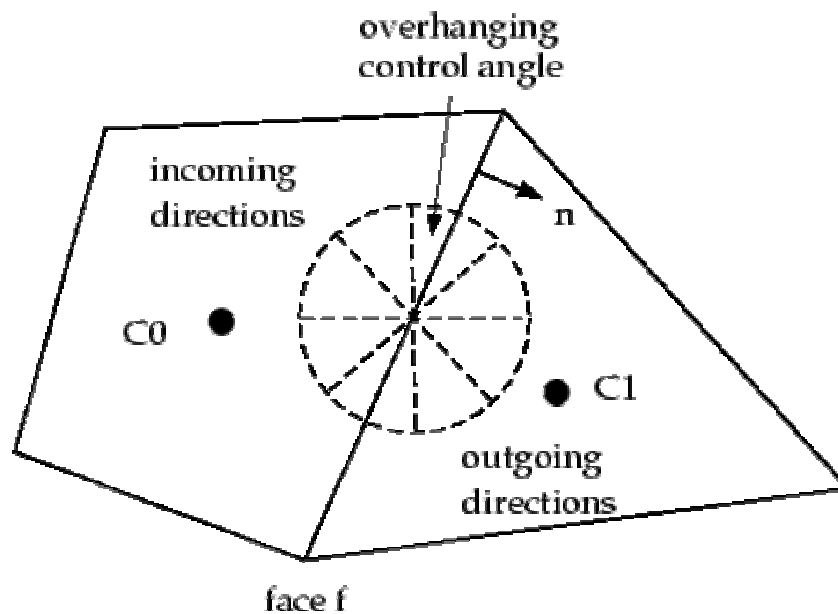


Figura 3-5: Face com sobressalto no volume de controle (FLUENT, 2005)

Essencialmente, ângulos de controle podem estar de tal forma dispostos que a mesma face do volume de controle esteja do lado incidente e emissor ao mesmo tempo. A figura 3-6 mostra um exemplo em 3D de uma face com o ângulo de controle com sobressalto.

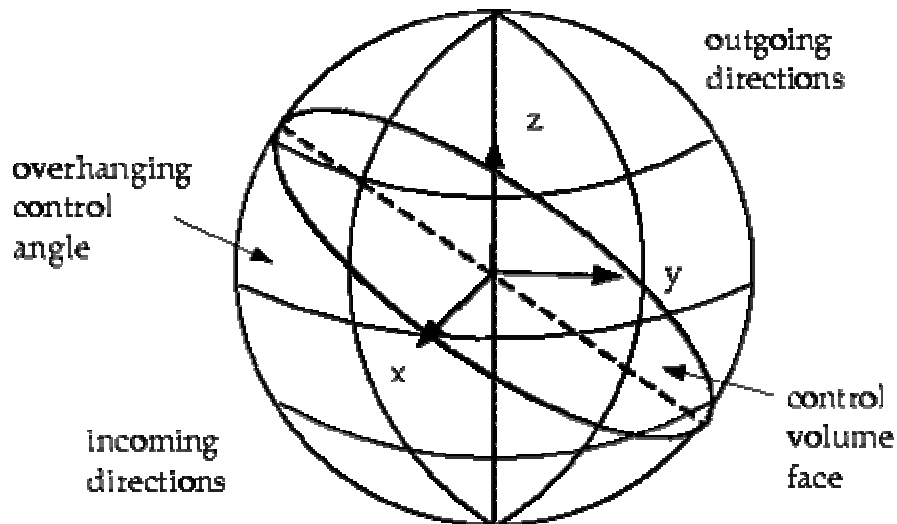


Figura 3-6: Face com sobressalto no ângulo de controle (FLUENT, 2005)

A face do volume de controle que corta a esfera representa o espaço angular em um ângulo arbitrário. A linha de intersecção é o círculo maior. Sobressaltos nos ângulos de controle também são resultados da reflexão e refração. Nesses casos é importante contar corretamente a fração de sobressalto. Isto é feito por meio da “pixelação” (pixelation). Cada ângulo de controle com sobressalto é dividido em $N_{\theta p} \times N_{\phi p}$ pixels, como mostrado na figura 3-7.

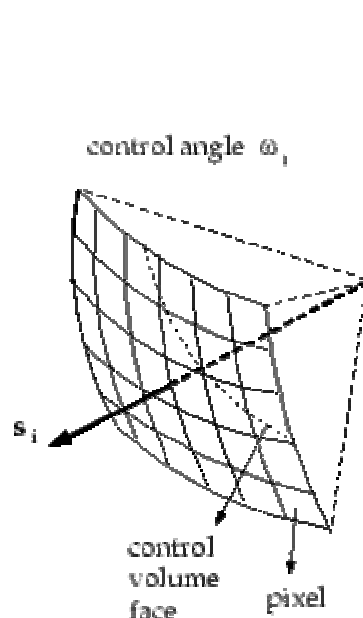


Figura 3-7: “Pixelação” do ângulo de controle (FLUENT, 2005)

A energia contida em cada pixel é então tratada como entrando e saindo da face. A influência do sobressalto pode então ser contabilizada de acordo com a resolução dos pixels. A resolução padrão, 1x1, é suficiente para a maioria dos casos. Porém, para problemas que envolvem simetria, periodicidade ou fronteiras semi-transparentes, uma resolução de 3x3 é recomendada, o que causa um aumento do custo computacional.

- **Tratamento da condição de contorno de parede opaca**

O modelo de radiação das ordenadas discretas permite especificar paredes opacas internas (com zonas fluidas ou sólidas em ambos os lados da parede) ou externas (com uma zona fluida ou sólida de um lado, apenas) ao domínio. A figura 3-8 mostra um esquema de como o FLUENT contabiliza a radiação numa parede opaca.

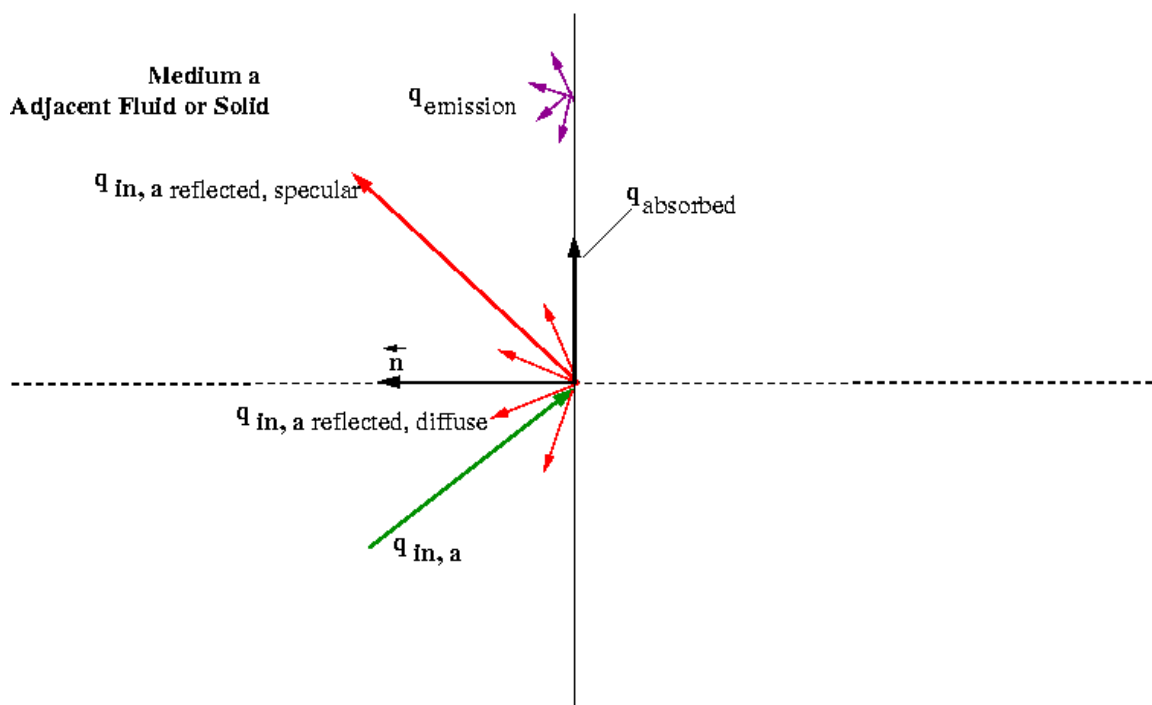


Figura 3-8: Modelo de radiação DO numa parede opaca (FLUENT, 2005)

O diagrama da figura 3-8 mostra a radiação incidente $q_{in,a}$ de um lado de uma parede opaca. Uma parte da energia radiante é refletida difusivamente e specularmente, dependendo da fração de difusão f_d do lado a da parede na qual a condição de contorno foi especificada. Parte da radiação incidente é absorvida na superfície da parede e parte é emitida. A quantidade

emitida depende da emissividade e da fração de difusão. Não há transmissão de radiação através de paredes opacas.

Para paredes opacas as seguintes quantidades são calculadas:

$$\text{Emissão da superfície da parede} = n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4 \quad (16)$$

$$\text{Energia difusivamente refletida} = f_d (1 - \varepsilon_w) q_{in} \quad (17)$$

$$\text{Energia especularmente refletida} = (1 - f_d) q_{in} \quad (18)$$

$$\text{Absorção da superfície da parede} = f_d \varepsilon_w q_{in} \quad (19)$$

onde f_d é a fração de difusão, n é o índice de refração adjacente ao meio, ε_w é a emissividade da parede, σ a constante de Steffan-Boltzmann e T_w a temperatura da parede.

Note que não há emissão nem absorção na componente especular da energia refletida para paredes opacas. A absorção nas superfícies das paredes assume que a absortividade é igual à emissividade. Para paredes puramente difusivas, f_d é igual a 1, isto é, não há energia especular refletida. Analogamente para paredes puramente especulares f_d é igual a 0 e não há energia difusiva refletida. Uma fração de difusão entre 0 e 1 resultará numa energia refletida parcialmente especular e parcialmente difusiva. Na prática superfícies puramente especulares (fração de difusão = 0) possuem emissão e absorção, embora em taxas muito baixas. Para definir um problema que possua uma superfície puramente especular com emissividade, deve ser definida a emissividade interna como 1 e a fração de difusão para a emissividade pretendida

- **Vantagens e limitações do modelo DO**

O modelo DO pode ser utilizado em toda a faixa de espessura óptica e permite resolver problemas desde radiação apenas entre superfícies até meios altamente participativos, como

combustão. Também permite computar a radiação em meios semi-transparentes. O custo computacional é moderado para discretização angular típica e a memória requerida é modesta.

A implementação atual é restrita para radiação cinza e não-cinza usando o modelo da banda-cinza. Resolver um problema com uma fina discretização angular demanda um alto custo computacional.

A implementação não-cinza no FLUENT é para ser usada com a participação do meio com respeito ao coeficiente espectral de absorção a_λ que varia de acordo com a banda espectral. Vidro, por exemplo, mostra um comportamento de banda desse tipo. A implementação atual não modela o comportamento de gases como o dióxido de carbono ou vapor d'água, nos quais a energia absorvida e emitida tem números de onda distintos. A modelagem de radiação não-cinza é ainda um campo em aberto. Entretanto, alguns pesquisadores tem usada modelos de bandas de cinza para modelar o comportamento de gases, aproximando o coeficiente de absorção em função de cada banda como constante. A implementação no FLUENT pode ser utilizada dessa maneira, se desejado.

A implementação não-cinza no FLUENT é compatível com todos os modelos com os quais a implementação cinza do modelo DO pode ser usada. Então isso possibilita incluir dispersão, anisotropia, meio semitransparente, e efeitos de particulado. Entretanto a implementação não-cinza assume um coeficiente de absorção constante em cada largura de banda. O modelo de soma ponderada de gases cinzas não pode ser usado para especificar o coeficiente de absorção em cada banda. A implementação permite a especificação de emissividade espectral nas paredes. A emissividade é assumida constante em cada banda.

3.6.3. Modelo de Radiação da Transferência Discreta (Discret Transfer Radiation Model – DT)

A principal hipótese do modelo DT é que a radiação que deixa a superfície de um elemento em certa faixa de ângulos sólidos pode ser aproximada por um único raio.

- **Equações do modelo DT**

A equação da variação da intensidade de radiação, dI , em um caminho, ds , pode ser escrita como:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi} \quad (20)$$

onde a = Coeficiente de absorção do gás

I = Intensidade de radiação

T = Temperatura local do gás

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5,672 \times 10^{-8} \text{W/m}^2\text{-K}^4$)

Aqui o índice de refração é assumido unitário. O modelo DT integra a equação (20) por meio de uma série de raios que emanam das superfícies nos contornos. Se a é constante através do raio, então $I(s)$ pode ser estimado como:

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-as}) + I_0 e^{-as} \quad (21)$$

onde I_0 é a intensidade de radiação no início do caminho incremental, o qual é determinado pela condição de contorno apropriada. A fonte de energia no fluido devido à radiação é então computada assumindo a mudança na intensidade através do caminho de cada raio, que é traçado através do volume de controle do fluido.

A técnica de “traçar raios” usada no modelo DT pode prover uma predição da transferência de calor por radiação entre superfícies sem calcular os fatores de forma explicitamente. A acurácia do modelo é limitada principalmente pelo número de raios traçados e pela malha computacional.

- **O traçamento de raios**

Os caminhos dos raios são calculados e armazenados antes do cálculo do escoamento. Em cada face radiante raios são disparados em valores discretos de ângulos polares e azimutais. Para cobrir o hemisfério radiante θ é variado de 0 a $\pi/2$ e ϕ de 0 a 2π . Cada raio é então traçado para determinar os volumes de controle que intercepta tão como seu tamanho em

cada volume de controle. Essa informação é então guardada no arquivo de radiação, o qual deve ser lido antes do cálculo do escoamento começar.

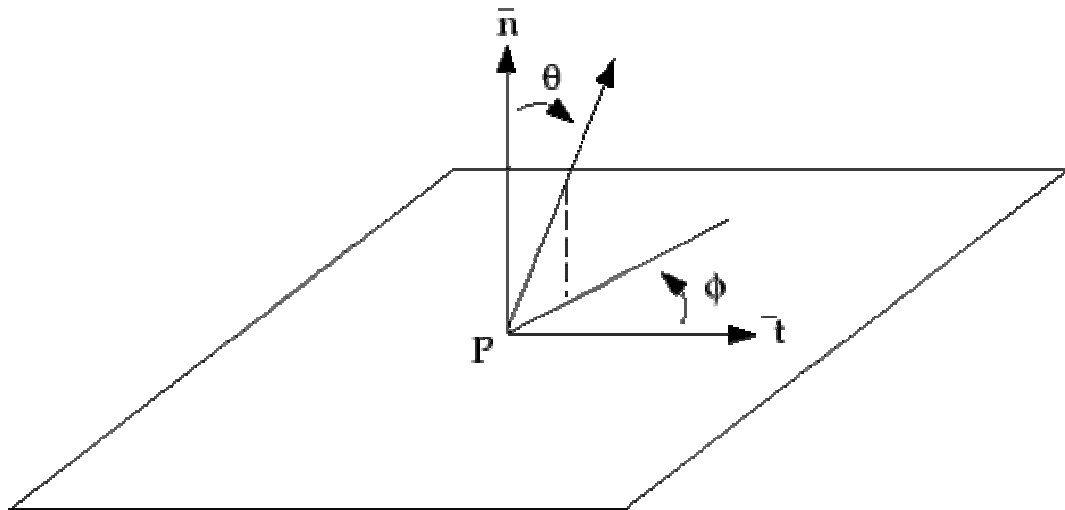


Figura 3-9: Ângulos ϕ e θ definem o ângulo sólido hemisférico a partir de um ponto P

- **Agrupamento**

O modelo DT é caro computacionalmente quando existem muitas superfícies para traçar os raios e quando há muitos volumes que os raios precisam atravessar. Para reduzir o tempo computacional o número de superfícies radiantes e de células de absorção é reduzido através do agrupamento de superfícies e células. Os grupos de volumes são formados a partir de uma célula e simplesmente adicionando seus vizinhos até um número específico de células por grupo for coletado. Analogamente o agrupamento de superfícies é feito a partir de uma superfície e adicionando a suas vizinhas até que um número específico de faces por grupo de superfícies for coletado.

O fluxo de radiação incidente, q_{in} , e as fontes volumétricas são calculados pelos agrupamentos superfície e de volume respectivamente. Esses valores são então distribuídos para as faces e células dentro de cada agrupamento para o cálculo das temperaturas nas paredes e nas células. Sendo os termos fontes devido à radiação altamente não lineares (são proporcionais à temperatura elevada a quarta), deve-se tomar cuidado em calcular a temperatura média nas superfícies e nos volumes agrupados e distribuir o fluxo e os termos fontes apropriadamente entre as faces e as células que formam os grupos.

As temperaturas dos grupos de superfícies e volumes são obtidas pela média ponderada pela área e volume respectivamente, através das seguintes equações:

$$T_{as} = \left(\frac{\sum_f A_f T_f^4}{\sum_f A_f} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (22)$$

$$T_{ac} = \left(\frac{\sum_c V_c T_c^4}{\sum_c V_c} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (23)$$

onde T_{as} e T_{ac} são as temperaturas dos agrupamentos de superfícies e células respectivamente, A_f é a área T_f a temperatura da face f , V_c é o volume e T_c a temperatura da célula c . Isso é assumido em todas as faces e células dos agrupamentos.

- **Tratamento das condições de contorno do modelo DT nas paredes**

A intensidade de radiação que se aproxima de um ponto na superfície de uma parede é integrada para se obter o fluxo de radiação incidente, q_{in} , como:

$$q_{in} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (24)$$

onde Ω é o ângulo sólido hemisférico, I_{in} é a intensidade do raio que chega, $\vec{s}$ é a direção do vetor do raio, $\vec{n}$ é a normal apontando para fora do domínio. O fluxo do calor de radiação que sai da superfície, q_{out} , é então calculado como a soma da porção refletida de q_{in} e do poder de emissão da superfície:

$$q_{out} = (1 - \epsilon_w) q_{in} + \epsilon_w \sigma T_w^4 \quad (25)$$

onde T_w é a temperatura do ponto P na superfície e ϵ_w é a emissividade da parede na qual a condição de contorno foi imposta. A equação (25) também provê a condição de contorno na superfície para a intensidade de radiação I_0 do raio que emana do ponto P , como:

$$I_0 = \frac{q_{out}}{\pi} \quad (26)$$

- **Tratamento das condições de contorno nas entradas e saídas do escoamento pelo modelo DT**

O fluxo de radiação médio nas entradas e saídas do escoamento é computado da mesma maneira que nas paredes, como descrito anteriormente. O FLUENT assume que a emissividade de todas as entradas e saídas do escoamento é igual a 1 (absorção de corpo negro) ao menos que o usuário escolha redefinir esse tratamento.

O FLUENT inclui uma opção que permite ao usuário definir diferentes temperaturas para a radiação e convecção nas entradas e saídas. Isso pode ser útil nos casos em que a temperatura de fora das entradas e saídas for consideravelmente diferente da temperatura interior.

- **Vantagens e limitações do modelo DT**

As vantagens do modelo DT é ser simples, onde a acurácia pode ser aumentada quando o número de raios é aumentado, e pode ser aplicado em toda a faixa de espessura óptica.

Deve-ser ficar atento às seguintes limitações do modelo DT:

- O modelo DT assume que todas as superfícies são difusas. Isso significa que a reflexão da radiação incidente na superfície é isotrópica com respeito ao ângulo sólido.
- O efeito da dispersão não é incluído.
- A implementação assume radiação cinza
- Resolver um problema com um grande número de raios tem um alto custo computacional.

3.6.4. O modelo de Radiação P-1

O modelo de radiação P-1 é o caso mais simples do modelo P-N. É baseado na expansão da intensidade de radiação I em séries ortogonais de harmônicos esféricos.

- **Equações do modelo P-1**

Por ser o modelo de radiação P1 mais simples do modelo P-N, apenas quatro termos das séries são usados, e a seguinte equação é obtida para o fluxo de radiação q_r .

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (27)$$

onde a é o coeficiente de absorção, σ_s é o coeficiente de dispersão, G é a radiação incidente, e C é o coeficiente de função de fase linear anisotrópico que será descrito na sequência desse trabalho. Após introduzir o parâmetro:

$$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (28)$$

A equação (27) é simplificada por:

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (29)$$

A equação de transporte para G é:

$$\nabla(\Gamma \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = S_G \quad (30)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann e S_G é uma fonte de radiação definida pelo usuário. O FLUENT resolve essa equação para determinar a intensidade da radiação local quando o modelo P1 é utilizado.

Combinando as equações 29 e 30 a seguinte equação é obtida:

$$-\nabla q_r = aG - 4a\sigma T^4 \quad (31)$$

A expressão para $-\nabla q_r$ pode ser diretamente substituída pela equação da energia para levar em conta fontes ou sumidouros devido à radiação.

- **Dispersão anisotrópica**

A capacidade de modelar a dispersão anisotrópica está incluída no modelo P1. O FLUENT modela a dispersão anisotrópica por meio da função de fase da dispersão linear anisotrópica:

$$\Phi(\vec{s}' \cdot \vec{s}) = 1 + C \vec{s}' \cdot \vec{s} \quad (32)$$

onde $\vec{s}$ é o vetor unitário na direção da dispersão, e $\vec{s}'$ é o vetor unitário na direção da radiação incidente. C é o coeficiente de função de fase linear anisotrópico, que é uma propriedade do fluido. C varia de -1 a 1. Um valor positivo indica que mais energia de radiação é dispersada na frente que atrás, e um valor negativo significa que mais energia de radiação é dispersada atrás do que na frente. Um valor igual a zero define uma dispersão isotrópica (isto é, a dispersão é igual em todas as direções), que é o valor padrão no FLUENT.

- **Tratamento das condições de contorno do modelo P1 nas paredes**

Para se obter a condição de contorno para a equação da radiação incidente, o produto escalar do vetor normal $\vec{n}$ e da equação (29) é calculado:

$$q_r \cdot \vec{n} = -\Gamma \nabla G \cdot \vec{n} \quad (33)$$

$$q_{r,w} = -\Gamma \frac{\partial G}{\partial n} \quad (34)$$

Dessa forma o fluxo de radiação incidente, G , nas paredes é $-q_{r,w}$. O fluxo de calor de radiação é computado usando as seguintes condições de contorno:

$$I_w(\vec{r}, \vec{s}) = f_w(\vec{r}, \vec{s}) \quad (35)$$

$$f_w(\vec{r}, \vec{s}) = \varepsilon_w \frac{\sigma T_w^4}{\pi} + \rho_w I(\vec{r}, -\vec{s}) \quad (36)$$

onde ρ_w é refletividade da parede. A condição de contorno de Marshak é então usada para eliminar a dependência angular:

$$\int_0^{2\pi} I_w(\vec{r}, \vec{s}) \vec{n} \cdot \vec{s} d\Omega = \int_0^{2\pi} f_w(\vec{r}, \vec{s}) \vec{n} \cdot \vec{s} d\Omega \quad (37)$$

Substituindo as equações 35 e 36 na equação 37 e resolvendo a integração, leva a:

$$q_{r,w} = - \frac{4\pi\varepsilon_w \frac{\sigma T_w^4}{\pi} - (1 - \rho_w)G_w}{2(1 + \rho_w)} \quad (38)$$

Se for assumido que as paredes são difusas cinzas, então $\rho_w = 1 - \varepsilon_w$, e a equação (38) se torna:

$$q_{r,w} = - \frac{\varepsilon_w}{2(2 - \varepsilon_w)} (4\sigma T_w^4 - G_w) \quad (39)$$

A equação (39) é usada para calcular $q_{r,w}$ para a equação da energia e para a equação da radiação incidente nas condições de contorno.

- **Tratamento das condições de contorno nas entradas e saídas do escoamento pelo modelo P1**

O modelo P1 trata a radiação nas condições de contorno das entradas e saídas do escoamento da mesma forma do modelo DT.

- **Vantagens e limitações do modelo P-1**

O modelo P-1 tem várias vantagens em comparação ao DT. Para o modelo P-1 a equação de transferência de calor por radiação, equação (14), é uma equação de difusão, o que a torna mais fácil de resolver com pouca demanda de processador. O modelo inclui os efeitos de dispersão. Para aplicações que envolvem combustão, onde a espessura óptica é grande, o modelo P-1 trabalha razoavelmente bem. Além disso, o modelo P-1 pode ser facilmente aplicado em geometrias complicadas com coordenadas curvilíneas.

Deve-se ficar atento às seguintes limitações do modelo P-1:

- O modelo P-1 assume que todas as superfícies são difusas. Isso significa que a reflexão da radiação incidente na superfície é isotrópica com respeito ao ângulo sólido.
- A implementação assume radiação cinza.
- Pode haver uma perda de acurácia, dependendo da complexidade da geometria, se a espessura óptica é pequena.
- O modelo P-1 tende a superestimar o fluxo de radiação de fontes ou sumidouros de calor localizados.

3.2.11. O modelo de radiação Rosseland

O modelo Rosseland ou aproximação de difusão para a radiação é válido quando o meio possui espessura óptica $((a + \sigma_s)L \gg 1)$ e é recomendado para problemas onde a espessura óptica é maior que 3. Esse modelo pode ser obtido por meio das equações do modelo P1, com algumas aproximações.

- **Equações do modelo Rosseland**

Assim como no modelo P1, o fluxo de calor por radiação num meio cinza pode ser aproximado pela equação 36:

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (29)$$

onde Γ é dado pela equação (35).

O modelo de radiação Rosseland difere do P1 pelo fato desse primeiro assumir que a intensidade é a de corpo negro na temperatura do gás. O modelo P1 calcula de fato uma

equação de transporte para G . Então $G = 4\sigma T^4$. Substituindo esse valor de G na equação 29 tem-se:

$$q_r = -16\sigma\Gamma T^3 \nabla T \quad (40)$$

Com o fluxo de calor por radiação tendo a mesma forma da lei de Fourier para a condução é possível escrever:

$$q = q_c + q_r = -(k + k_r) \nabla T \quad (41)$$

$$k_r = 16\sigma\Gamma T^3 \quad (42)$$

onde k é a condutividade térmica e k_r é a condutividade da radiação. A equação (41) é usada na equação da energia para o cálculo do campo de temperatura.

- **Dispersão anisotrópica**

O modelo Rosseland permite a dispersão anisotrópica, usando a mesma função de fase descrita no modelo P-1.

- **Tratamento das condições de contorno nas paredes do modelo Rosseland**

Como a aproximação da difusão não é válida nas proximidades das paredes, é necessário usar uma condição de contorno de temperatura de deslizamento. O fluxo de calor por radiação nas paredes, $q_{r,w}$, é definido usando um coeficiente de deslizamento Ψ :

$$q_{r,w} = -\frac{\sigma(T_w^4 - T_g^4)}{\Psi} \quad (43)$$

onde T_w é a temperatura da parede, T_g é a temperatura do gás na parede, e o coeficiente de deslizamento Ψ é aproximado por:

$$\Psi = \frac{2x^3 + 3x^2 - 12x + 7}{54} \quad \begin{matrix} N_w < 0.01 \\ 0,01 \leq N_w \leq 10 \\ N_w < 0.01 \end{matrix} \quad (44)$$

onde N_w é a condução para o parâmetro de radiação na parede:

$$N_w = -\frac{k(a + \sigma_s)}{4\sigma_w^3} \quad (45)$$

e $x = \log_{10} N_w$

- **Tratamento das condições de contorno nas entradas e saídas do escoamento pelo modelo Rosseland**

Não é necessário nenhum tratamento especial nas entradas e saídas do escoamento no modelo Rosseland. O fluxo de calor por radiação nessas fronteiras pode ser determinado utilizando a equação (41).

O FLUENT inclui uma opção que permite ao usuário definir diferentes temperaturas para a radiação e convecção nas entradas e saídas. Isso pode ser útil nos casos em que a temperatura de fora das entradas e saídas for consideravelmente diferente da temperatura interior.

- **Vantagens e limitações do modelo Rosseland**

O modelo Rosseland tem duas vantagens em relação ao modelo P-1. Por não resolver uma equação extra de transporte para a radiação incidente (como faz o modelo P-1), o Rosseland é mais rápido que o P-1 e exige menos memória.

Deve ser usado apenas em meios com espessura óptica maior do que 3. Note-se que o modelo Rosseland não é disponível quando o solver acoplado é utilizado, apenas para o solver segregado.

3.2.12. O modelo de radiação superfície-superfície (S2S – Surface-to-Surface)

- **Vantagens e limitações do modelo S2S**

O modelo de radiação S2S é indicado para a modelagem de radiação em modelos fechados, sem a participação do meio (por exemplo, coletores solares). Nesses casos os métodos para meios participantes podem não ser eficientes. Quando comparado com os modelos DT e DO, o modelo S2S é muito mais rápido por interação, apesar do cálculo dos fatores de forma ser caro computacionalmente.

Deve-se ficar atento às seguintes limitações do modelo S2S:

- O modelo S2S assume que todas as superfícies são difusas.
- A implementação assume radiação cinza.
- Os espaços de armazenamento e memória aumentam rapidamente com o número de superfícies. Isto pode ser minimizado usando um agrupamento das faces das superfícies, embora o tempo de CPU seja independente do número de agrupamentos usados.
- O modelo S2S não pode ser utilizado para modelar radiação com a participação do meio.
- O método de agrupamento de faces não funciona com malhas deslizantes ou hanging nodes.
- O modelo S2S não pode ser utilizado se o modelo contém condições de contorno periódicas ou de simetria
- O modelo S2S não pode ser utilizado com geometrias 2D axissimétricas.
- O modelo S2S não pode ser utilizado para modelos com várias superfícies fechadas num volume. Apenas um volume fechado pelas superfícies pode ser modelado usando o S2S.

Devido à limitação de Hardware não foi possível simular o modelo S2S: o arquivo de fatores de forma ficou com 40Gb de tamanho em disco. Além disso, quando se foi tentar ler esse arquivo no FLUENT toda a memória RAM era consumida sem sucesso. Por esse motivo as equações desse modelo não serão explicitadas no presente trabalho.

CAPÍTULO 4

APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

4.1. O Laboratório de Conforto Térmico da EPUSP

Os ambientes de escritórios do Laboratório de Conforto Térmico instalado no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP (LEITE, 2003), apresentado esquematicamente na figura 4.1, foi construído com recursos da FAPESP (Processo 99/09798-6) e de empresas do setor. O Laboratório é composto de uma sala que reproduz ambientes de escritório, um sistema de condicionamento de ar e um sistema de automação e controle. 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.

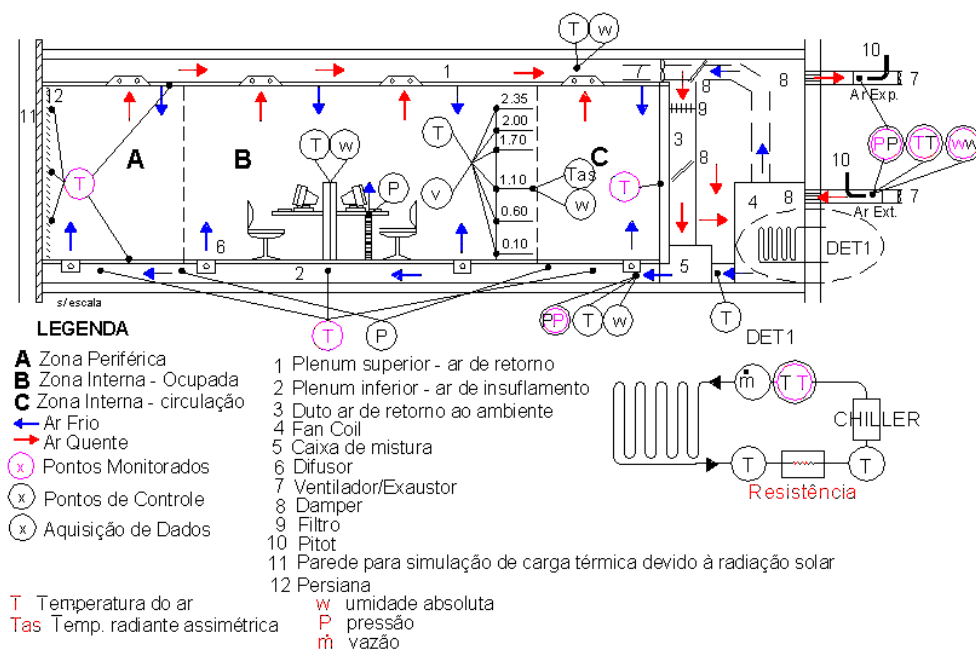


Figura 4-1: Corte esquemático do laboratório (LEITE, 2003).

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).

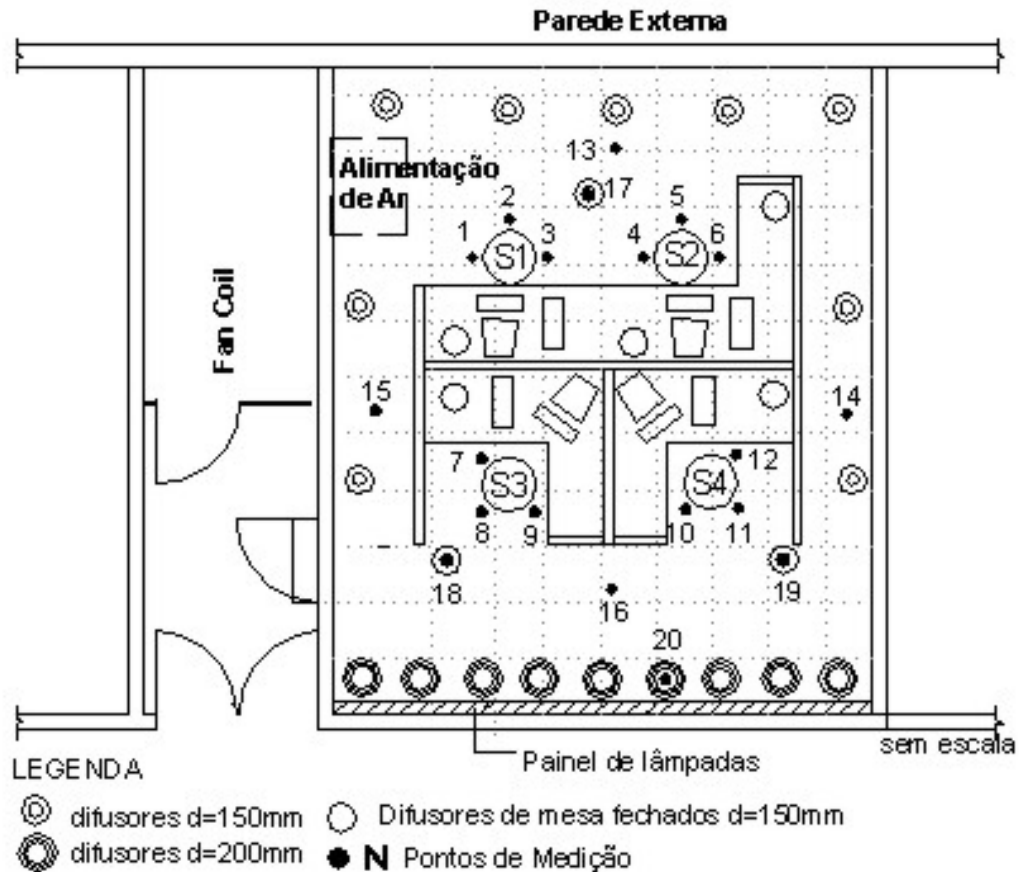


Figura 4-2: Disposição dos pontos de medição, simuladores e difusores (Leite, 2003).

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

Uma hipótese simplificadora utilizada na construção da geometria é referente aos difusores e às grelhas de retorno que não serão construídos, mas modelados como meios porosos. Isso será feito porque essas geometrias apresentam um grande número de superfícies muito próximas umas das outras, o que acarretaria numa malha muito refinada nessa região fazendo com que o número total de elementos fosse muito elevado. O efeito de rotação imposto pelos difusores no escoamento será modelado por meio da condição de contorno *fan* do FLUENT.

A geometria de insuflamento de ar frio pelo piso do laboratório, utilizada por Pustelnik (2005) é apresentada na figura 4-3, junto com os principais elementos de interesse nesta simulação. Os ambientes do laboratório estão ilustrados 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.

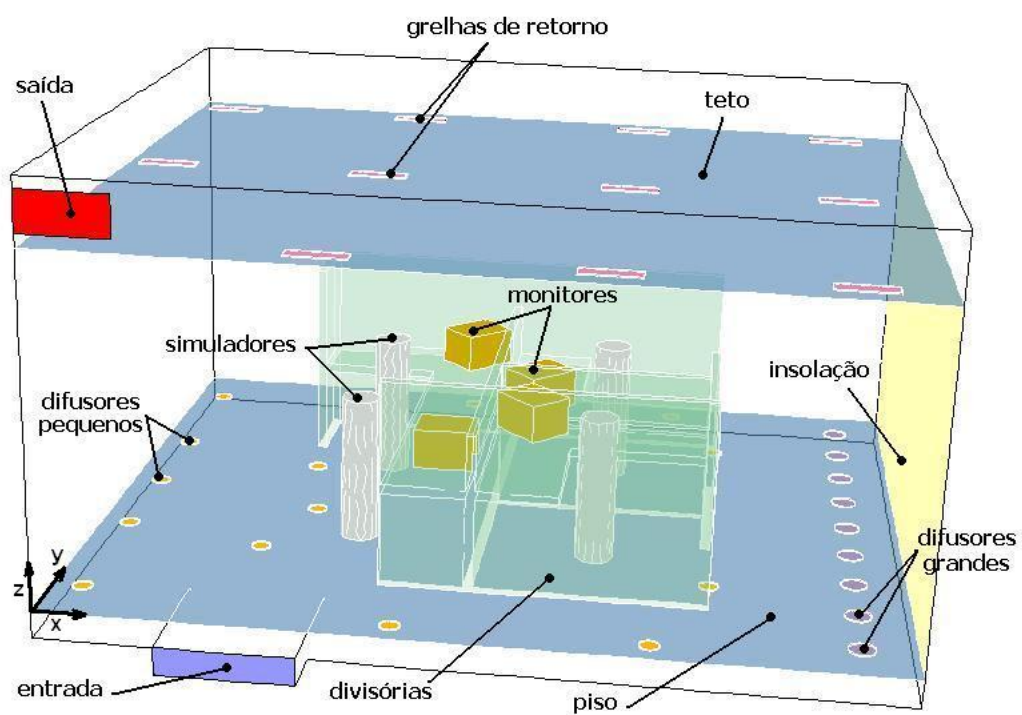


Figura 4-3: Geometria utilizada por Pustelnik (2005), mostrando os principais elementos de interesse na simulação.

CAPÍTULO 5

METODOLOGIA

5.1. Descrição das etapas

O primeiro passo foi a reprodução dos resultados obtidos por Pustelnik (2005) para a validação do modelo. Nessa fase foram identificados erros e inconsistências, como por exemplo, condições de contorno impostas equivocadamente, que foram corrigidos.

Com o modelo validado foram introduzidas na simulação as novas condições de simulação como a introdução dos modelos de radiação (inicialmente o Discret-Ordinates) e de variação da densidade do ar (como o Boussinesq).

Para as simulações a seguinte malha, com 489475 elementos hexaédricos, foi utilizada (fig. 5.1):

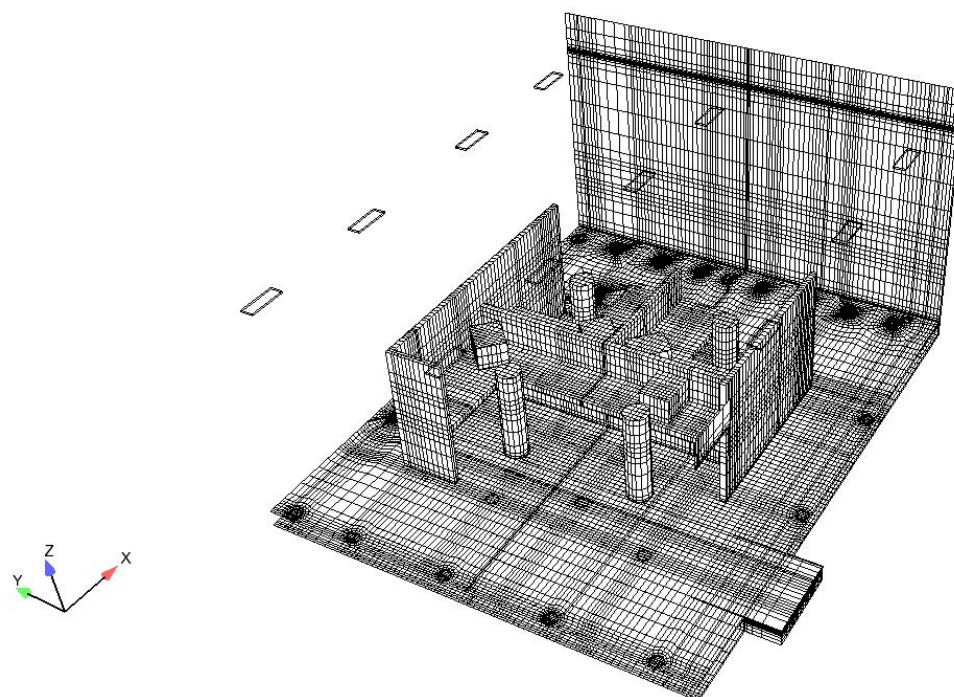


Figura 5-1: Malha utilizada na simulação

5.2. Modelagem do problema

Para transferir o problema real para o modelo computacional, foram adotadas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Escoamento turbulento em regime permanente – os monitores de vídeo, o painel de lâmpadas, a iluminação 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) foi considerada.
- 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).

As condições de contorno que foram adotadas no FLUENT são:

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

Insuflamento de ar frio (no ambiente): Temperatura na entrada de 17,9°C e velocidade de 2,65 m/s.

Paredes laterais, teto, piso e divisórias: Paredes com fluxo de calor nulo e emissividade de 0,95;

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);

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 (fig. 5-2);

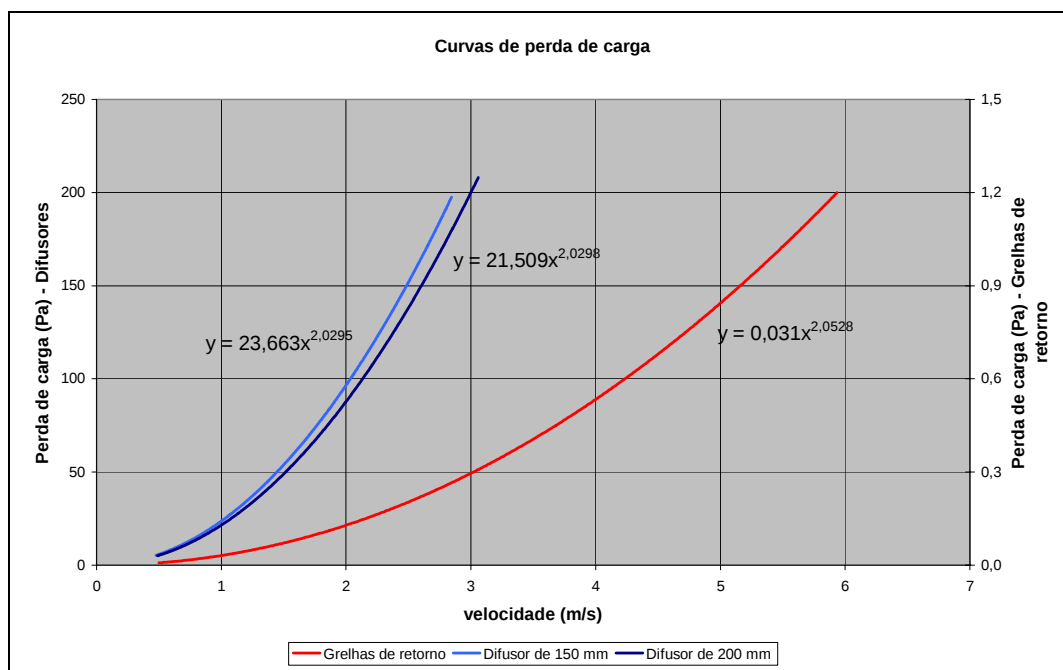


Figura 5-2: Perda de carga nas grelhas de retorno e difusores de 150 mm e 200 mm (dados obtidos do fabricante)

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 5-2). 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).

Para a interpolação dos valores das grandezas físicas nas faces dos volumes de controle foram utilizados os esquemas apresentados na tabela 5-1.

Tabela 5-1 . Esquemas de interpolação utilizados nas simulações

Equação	Esquema
Pressão	Body-forced weighted
Acoplamento pressão-velocidade	SIMPLE
Quantidade de movimento	Primeira ordem upwind
Energia cinética turbulenta	Primeira ordem upwind
Taxa de dissipação turbulenta	Primeira ordem upwind
Energia	Primeira ordem upwind

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

Nesse capítulo são apresentados e analisados os resultados obtidos. Primeiro são apresentados os dados variando em função do modelo de densidade (constante, boussinesq, gás-ideal, e gás-ideal-incompressível) para uma melhor avaliação da sensibilidade do modelo em relação aos mesmos. São apresentados os resultados sem a inclusão da radiação e na sequência com o modelo Discret-Ordinates (DO), Discret-Transfer (DT), P1 e Rosseland. A segunda parte trata da apresentação dos resultados variando com o modelo de radiação, para uma melhor visualização da sensibilidade aos modelos de radiação.

A figura 6-1 mostra, em 3D, a posição das linhas nas quais foram realizadas as medições.

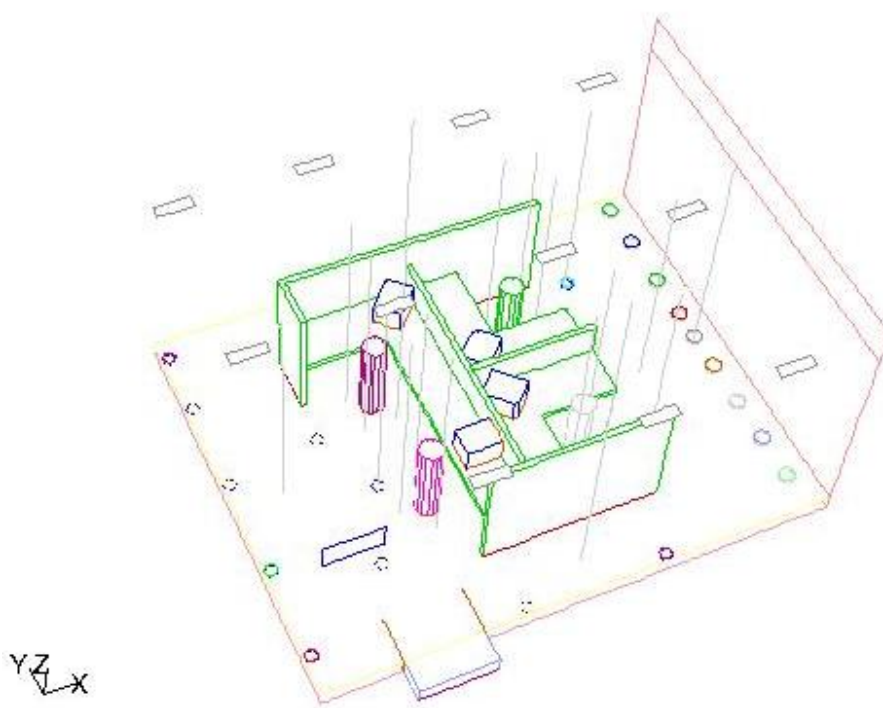


Figura 6-1: Posição das linhas de medições de temperatura em 3D

6.1 Modelo sem radiação com a densidade variando

6.1.1. Apresentação dos resultados do modelo sem radiação com a densidade variando

Os primeiros gráficos, figuras 6-2 a 6-6, são para o modelo sem radiação, com a densidade variando.

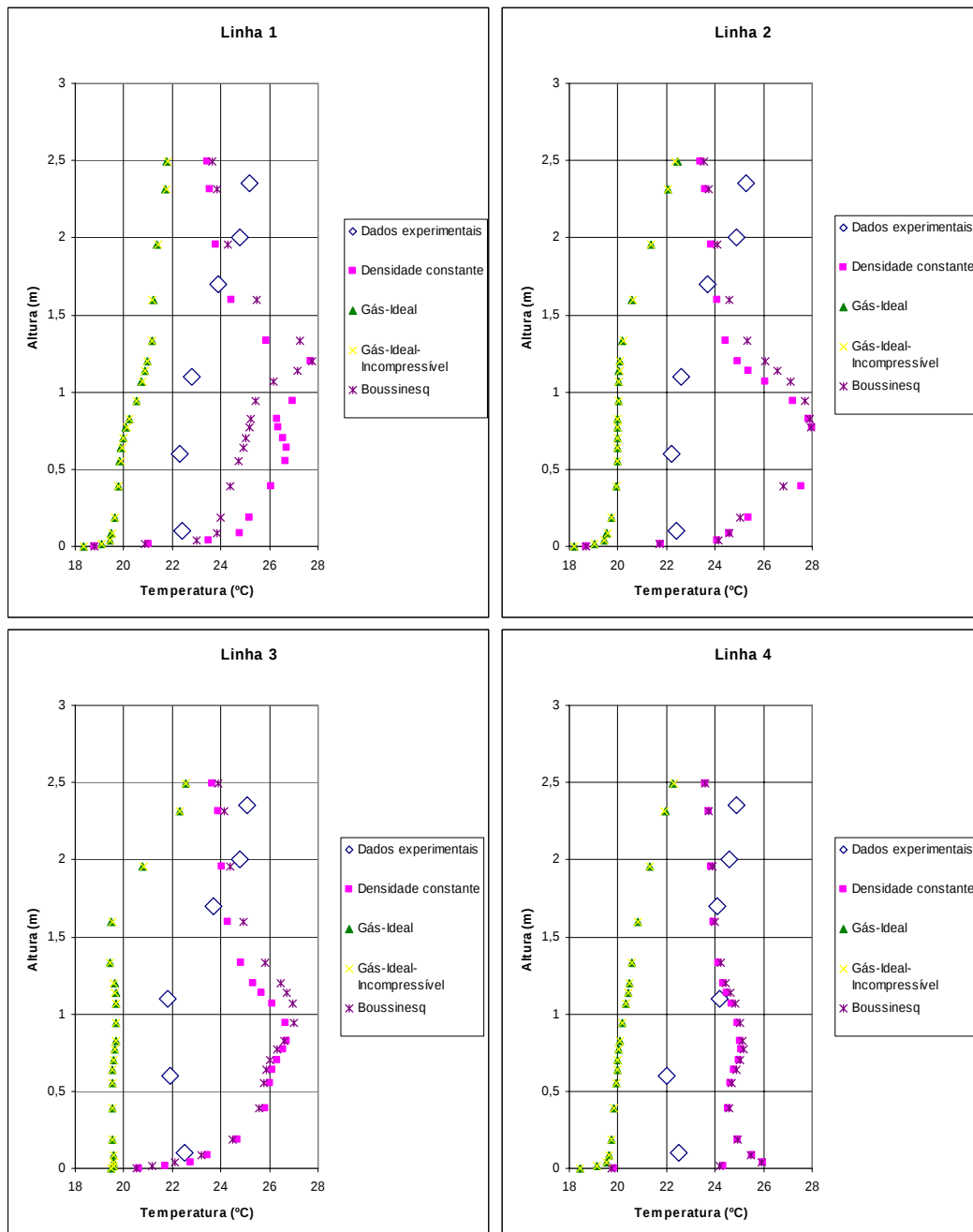


Figura 6-2: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.

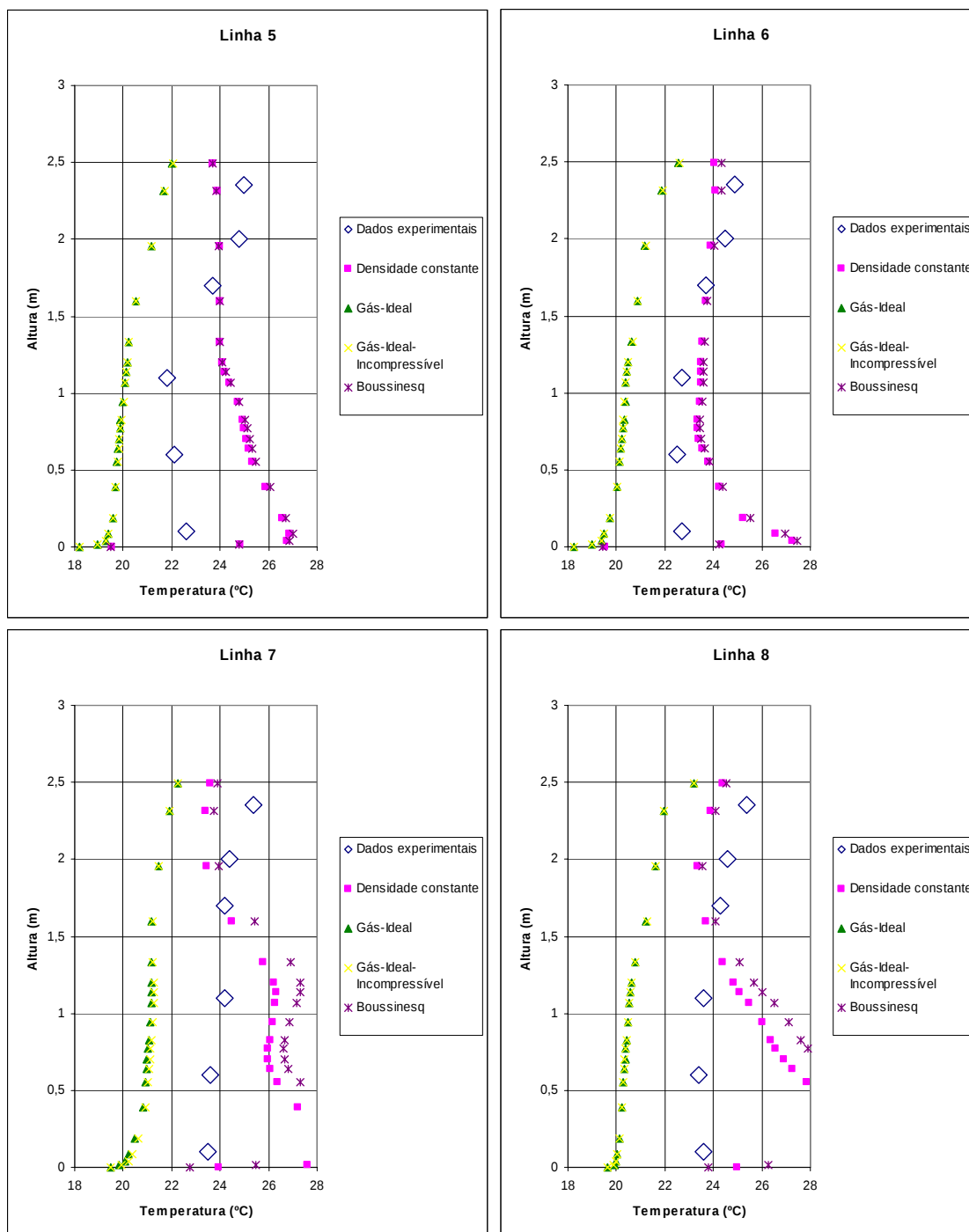


Figura 6-3: Gráficos referentes às linhas 5 - 8 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.

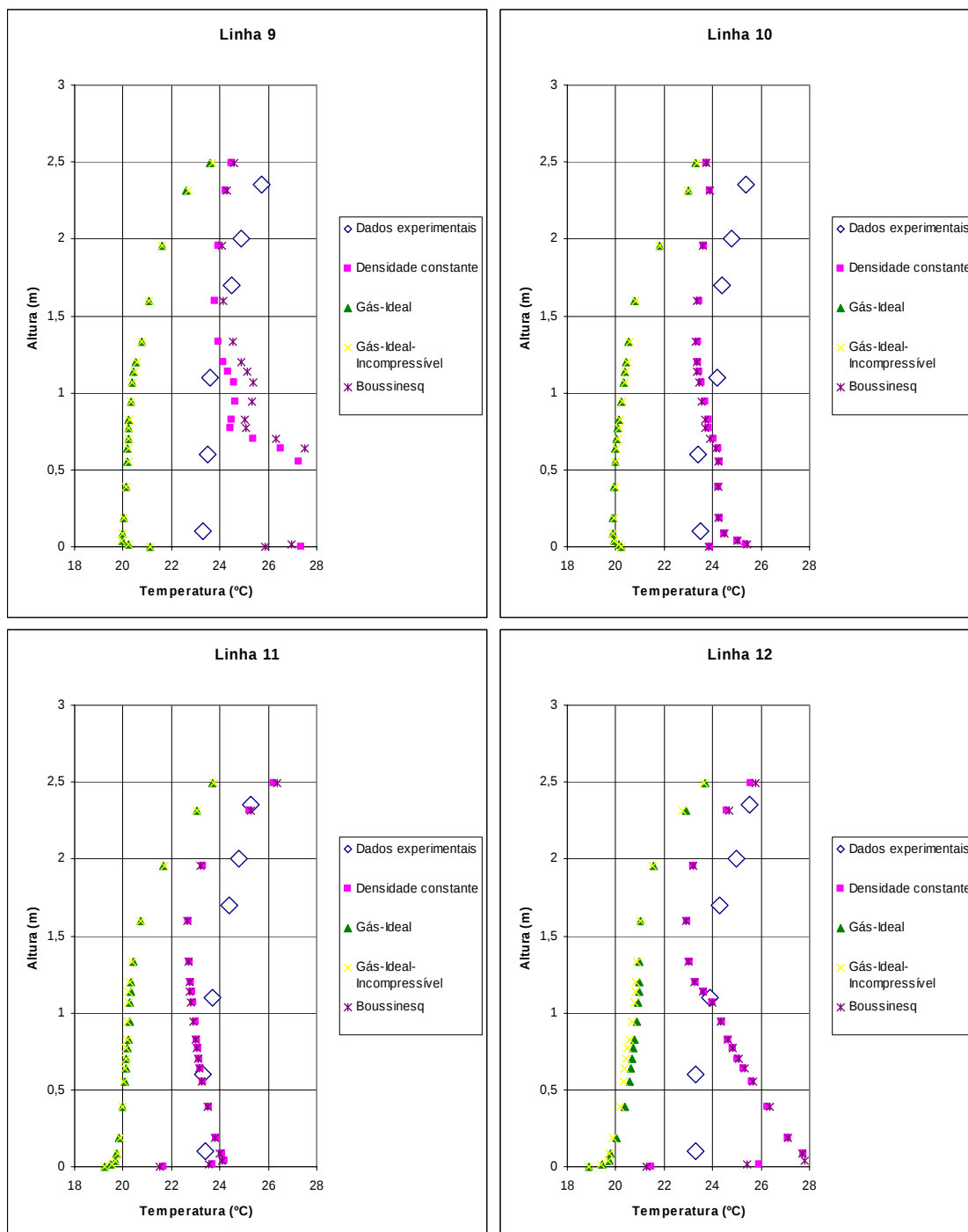


Figura 6-4: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.

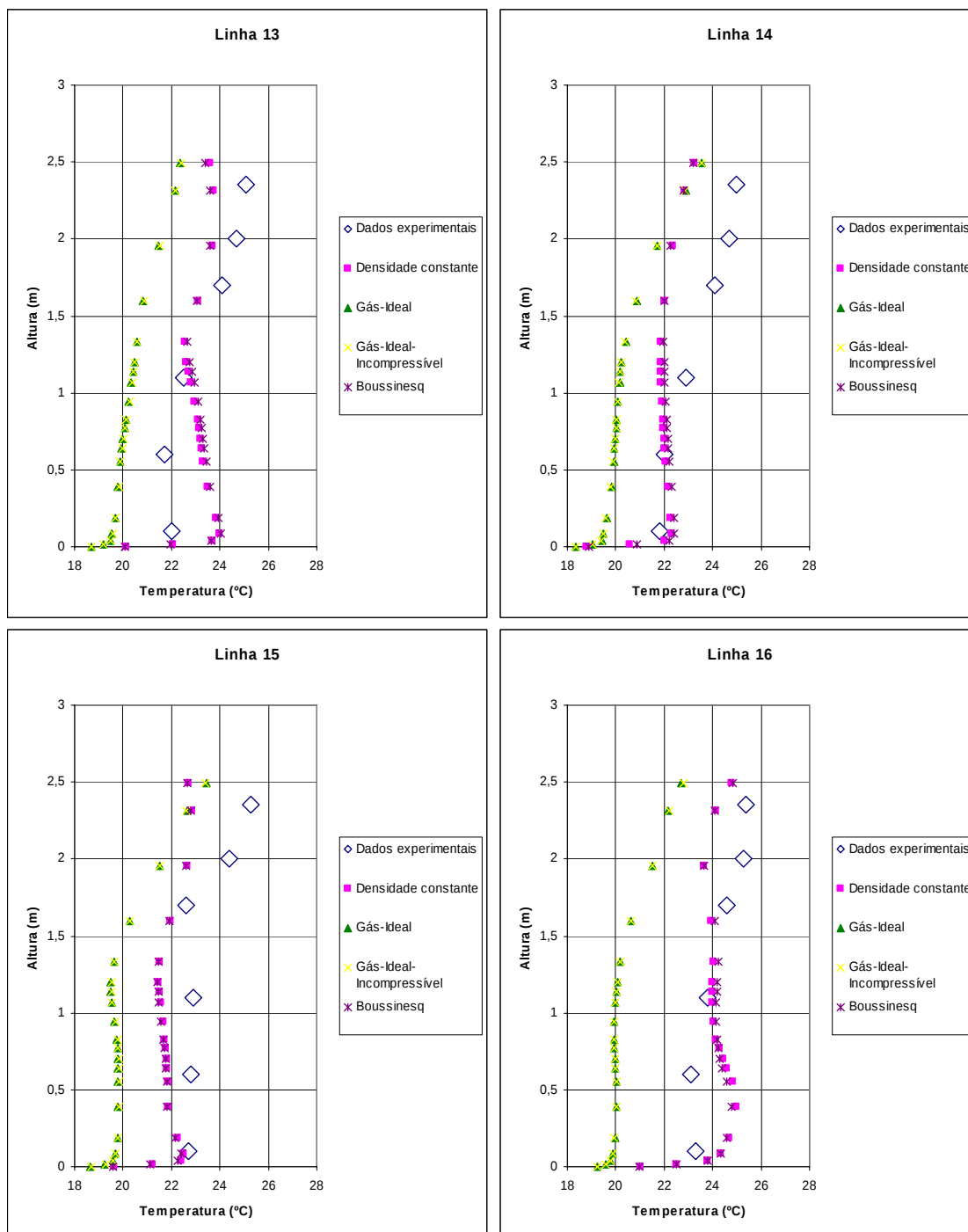


Figura 6-5: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.

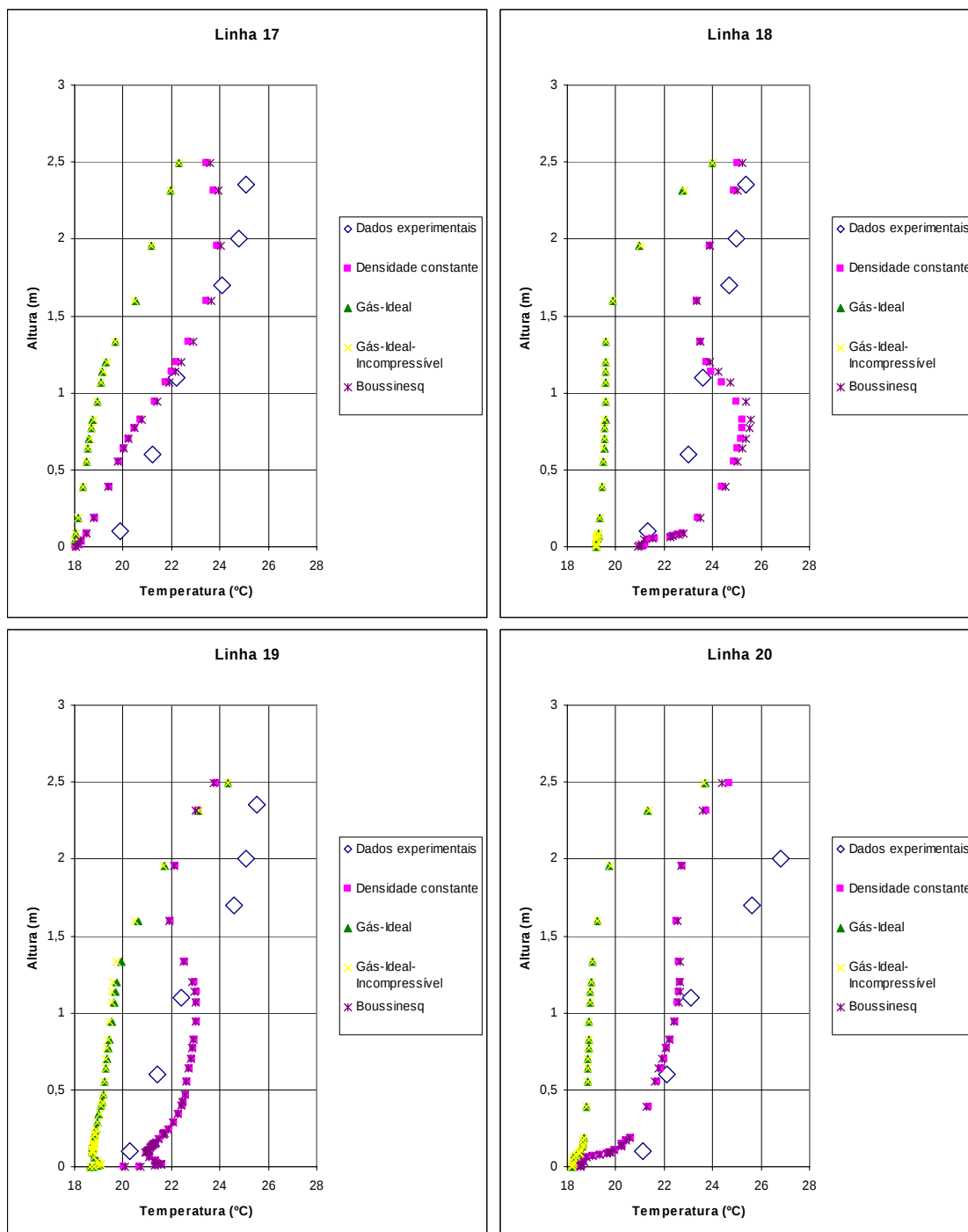


Figura 6-6: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo sem radiação, variando-se o modelo de densidade.

6.1.2. Análise dos resultados do modelo sem radiação com a densidade variando

O primeiro fato que é claramente observado na análise de todos os pontos é a pouquíssima variação entre os modelos de gás-ideal e gás-ideal-incompressível, e de densidade constante e Boussinesq.

Para o primeiro par de pontos a densidade varia de acordo com as equações (12) e (13) respectivamente. O que as diferencia é que a equação (13) não leva em conta a pressão relativa local, mas apenas a pressão de operação (atmosférica). Como as variações de pressão no domínio são muito pequenas, é um resultado condizente que o modelo de gás-ideal tenha um resultado praticamente idêntico ao modelo de gás-ideal-incompressível.

O modelo de Boussinesq considera a densidade constante em todas as equações, exceto no termo de flutuação da quantidade de movimento, onde é calculada a partir da equação (11). Como o coeficiente de expansão utilizado assim como as variações de temperatura no domínio são muito baixos, era esperado que as variações de densidade também fossem baixas, influenciando pouco no modelo.

Dessa forma para os próximos resultados apenas o modelo de gás-ideal, por ser mais completo, e o de Boussinesq, por ser mais condizente com a física do problema, serão apresentados e analisados (com exceção do modelo de radiação DO com a densidade variando, pelo fato dos resultados já estarem prontos quando chegou-se a essa conclusão).

Observa-se também que, em geral, os modelos de Boussinesq e a densidade constante apresentam temperaturas mais elevadas, e mais próximas dos resultados experimentais em relação aos modelos de gás-ideal e gás-ideal-incompressível, porém esses últimos conseguem capturar melhor os resultados qualitativamente, com as curvas apresentando uma tendência similar com os resultados experimentais.

Com esses resultados é possível verificar em quais regiões os resultados são mais comprometidos pelos efeitos da desconsideração da convecção natural: pontos 1, 2, 3, 5, 7, 8, 9 e 12.

Porém, a análise com o modelo de Boussinesq também pode produzir melhores resultados se comparado ao modelo de gás-ideal em algumas regiões: linhas 4, 6, 10, 11, 15, 17 e 20.

Conclui-se que em geral o modelo de densidade a ser escolhido depende da região de prioridade na análise dos resultados.

6.2 Modelo de radiação DO com a densidade variando

6.2.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação DO com a densidade

A segunda seqüência de gráficos representa os resultados obtidos quando o modelo de radiação DO é considerado, com a densidade variando (figuras 6.7 a 6.11).

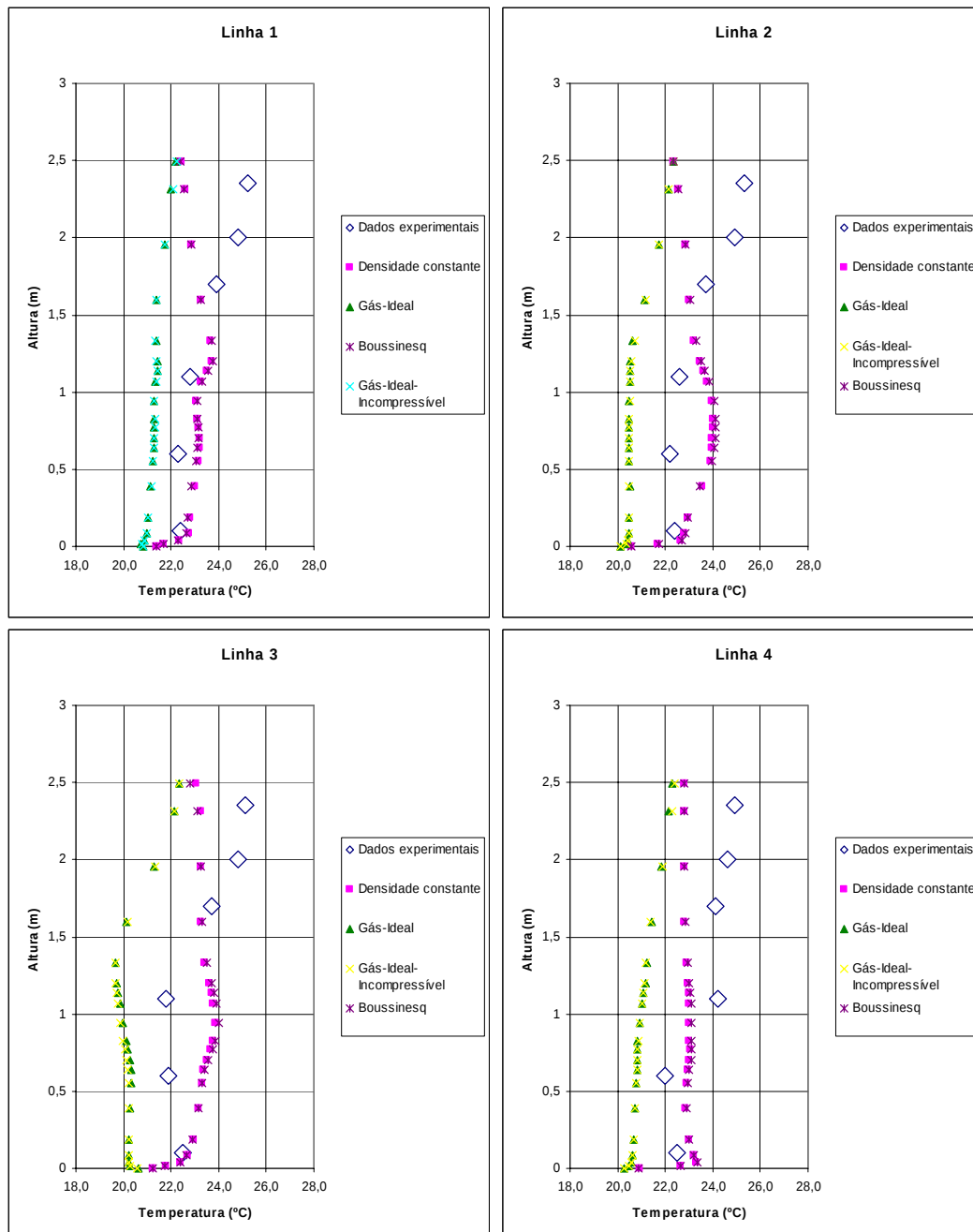


Figura 6-7: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.

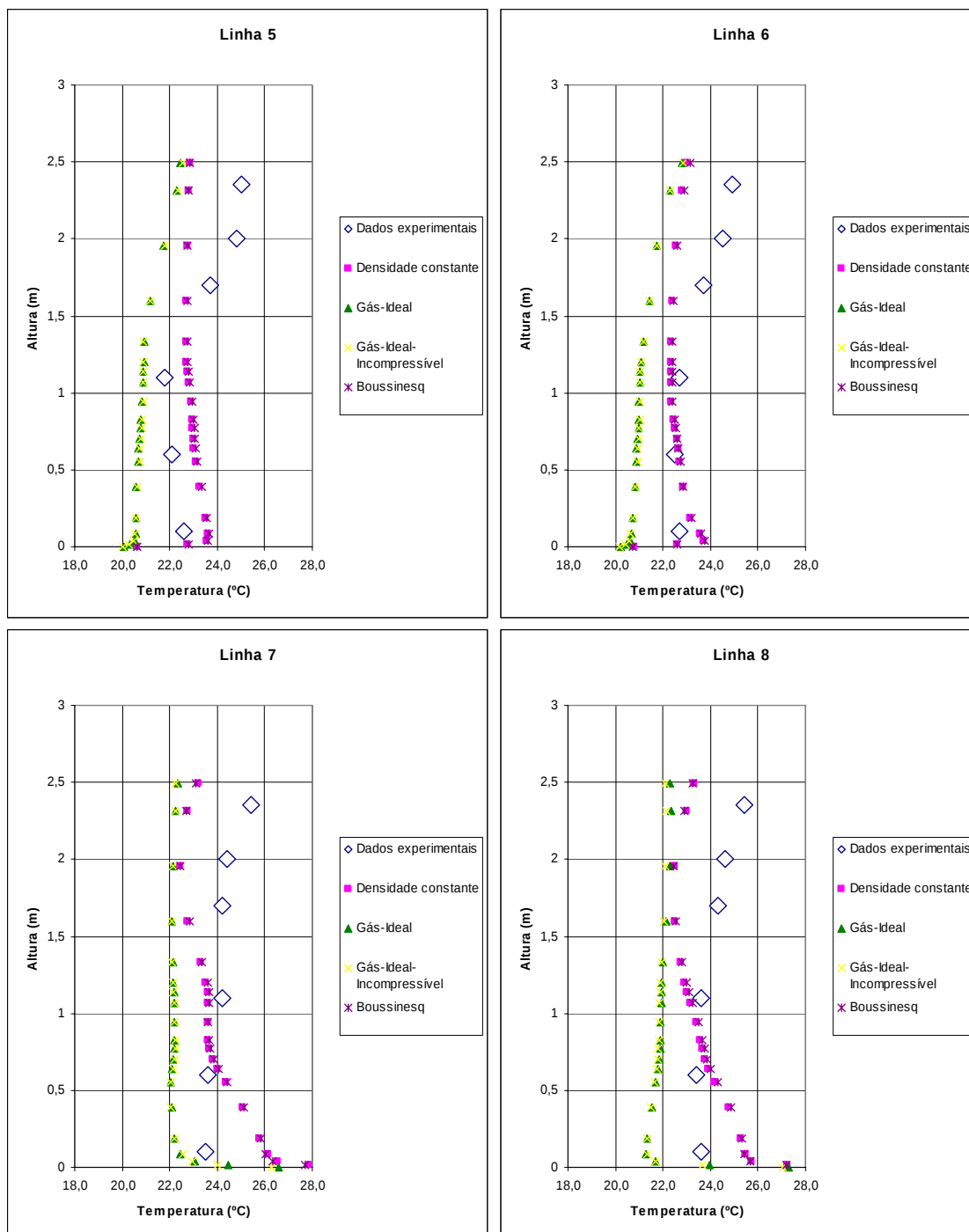


Figura 6-8: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.

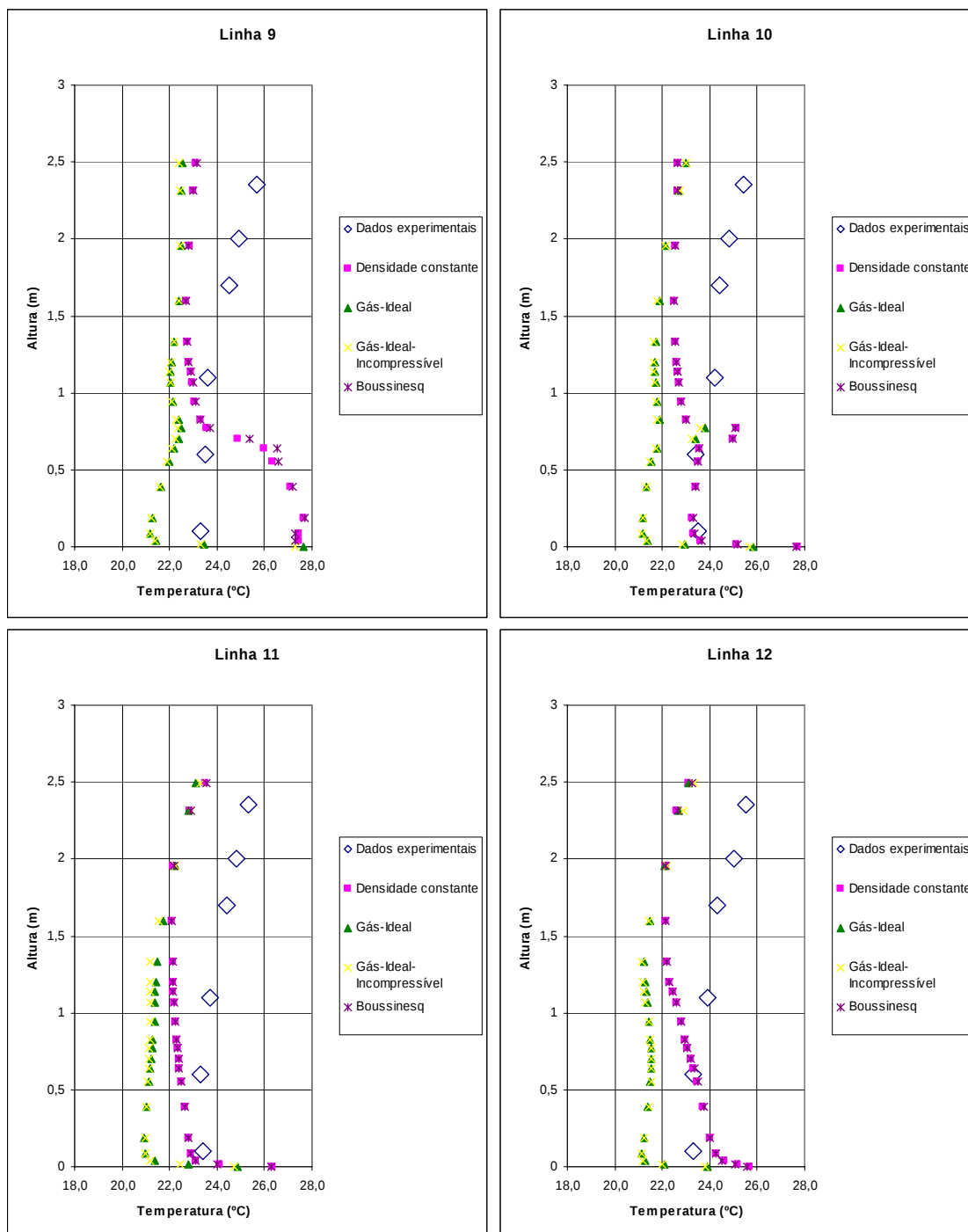


Figura 6-9: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.

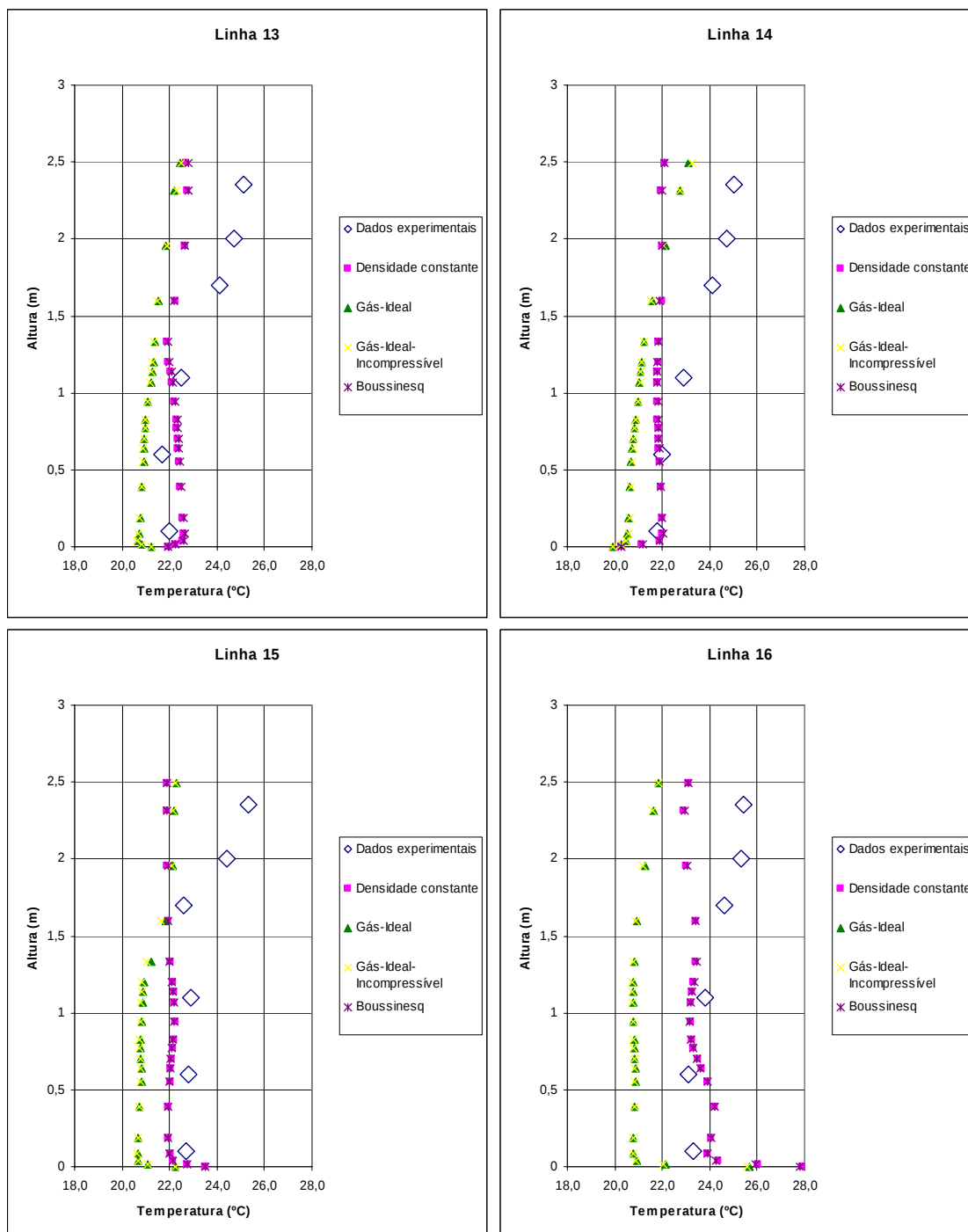


Figura 6-10: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.

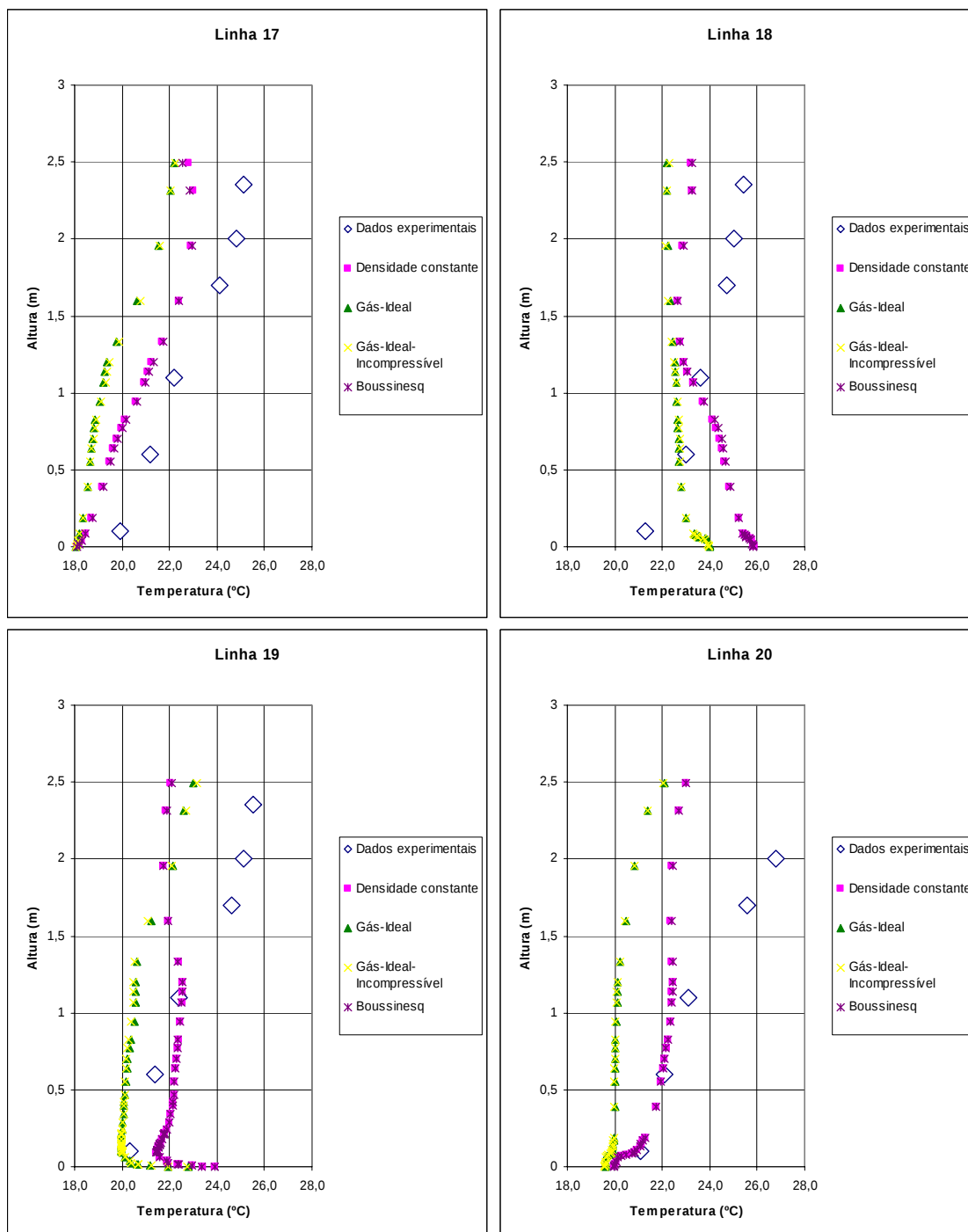


Figura 6-11: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação DO, variando-se o modelo de densidade.

6.2.2. Análise dos resultados do modelo de radiação DO com a densidade variando

Nessa segunda seqüência de gráficos nota-se que os modelos de gás-ideal e de Boussinesq apresentam curvas mais próximas em comparação ao modelo sem radiação, com temperaturas mais elevadas.

Observa-se também uma maior influência da inclusão da radiação nos modelos de densidade constante e de Boussinesq, com mudanças significativas nos perfis de temperatura.

6.3 Modelo de radiação Discret-Transfer (DT) com a densidade variando

6.3.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação DT com a densidade variando

A segunda seqüência de gráficos (figuras 6-12 a 6-16) representa os resultados obtidos quando o modelo de radiação DT é considerado, com a densidade variando.

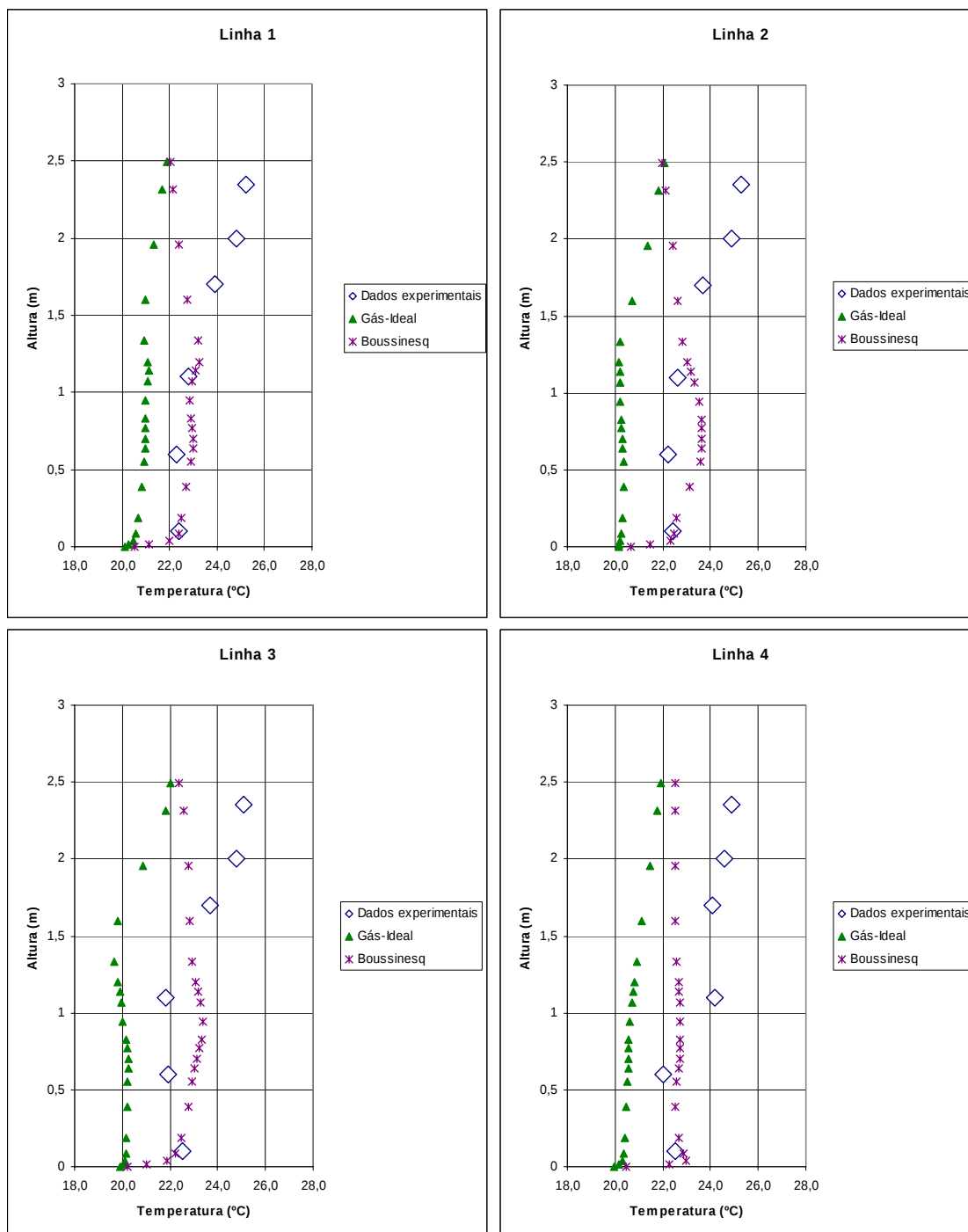


Figura 6-12: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.

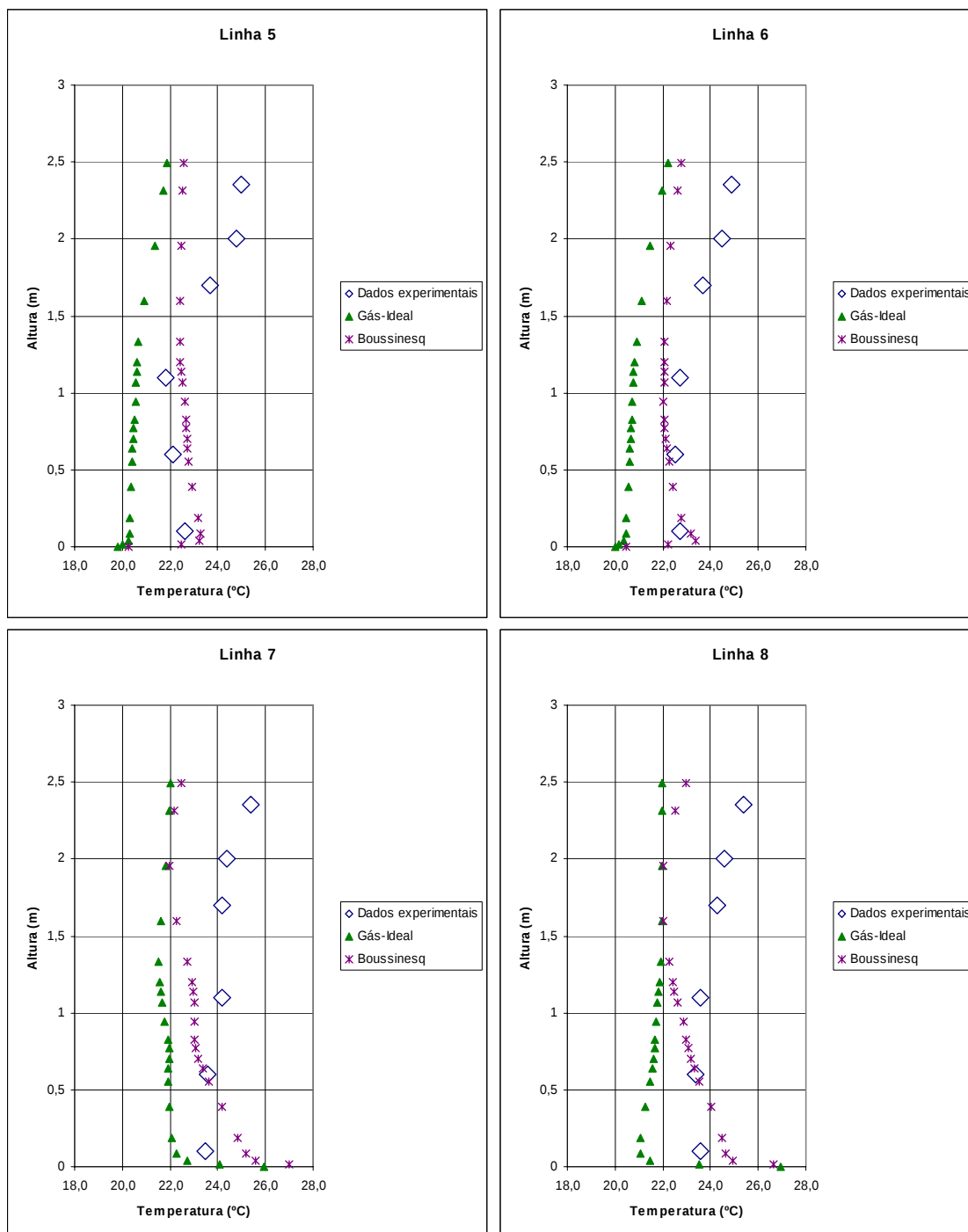


Figura 6-13: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.

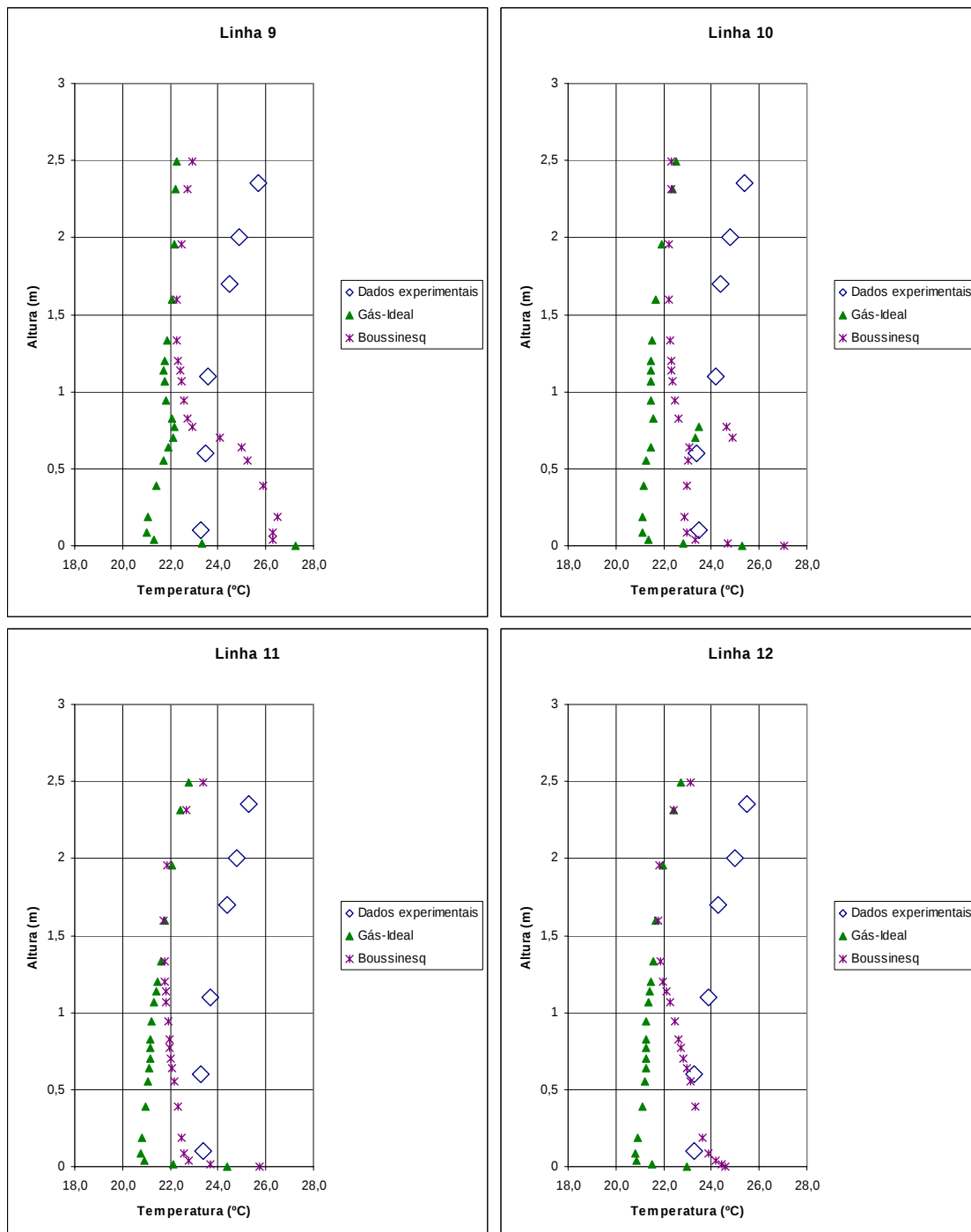


Figura 6-14: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.

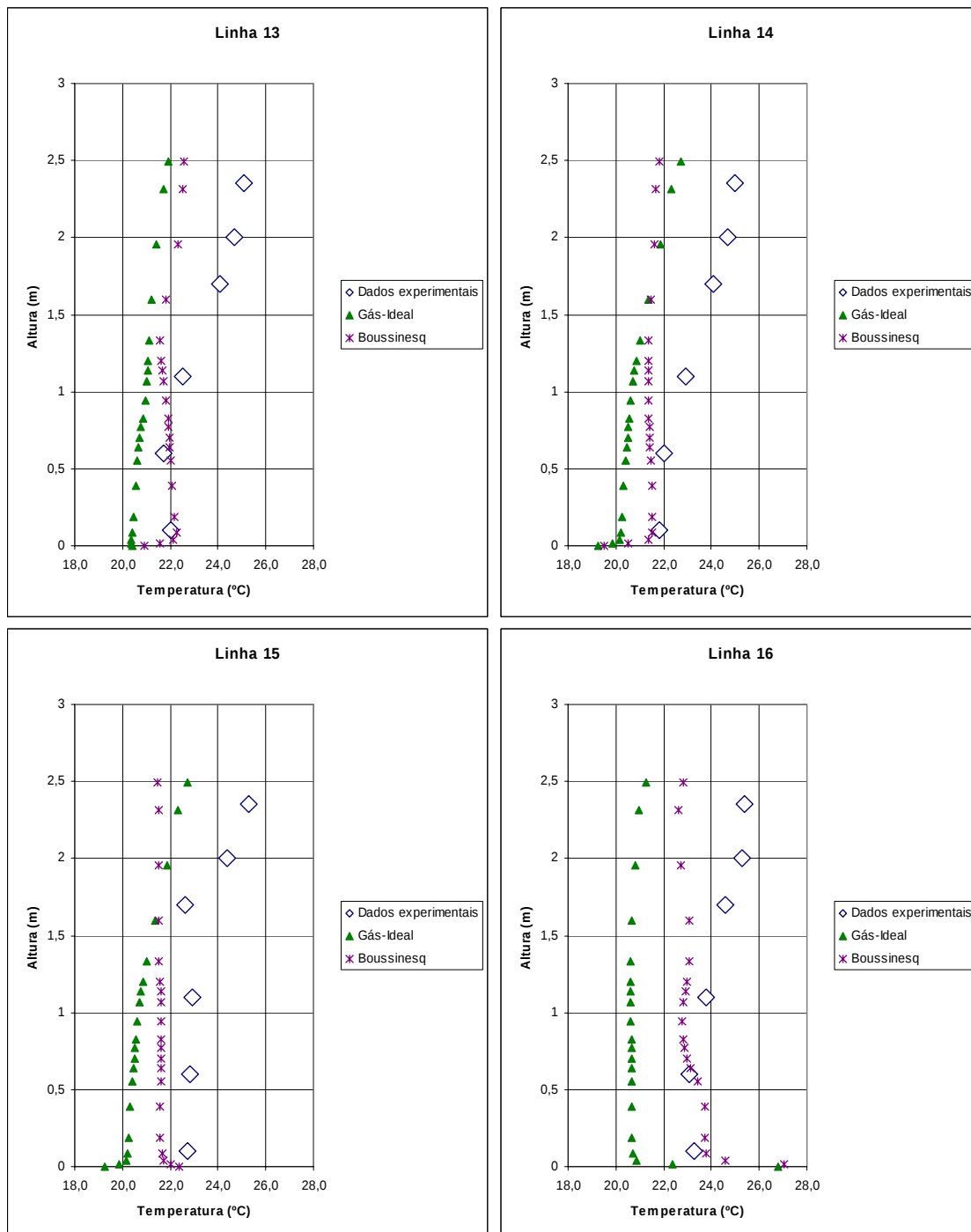


Figura 6-15: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.

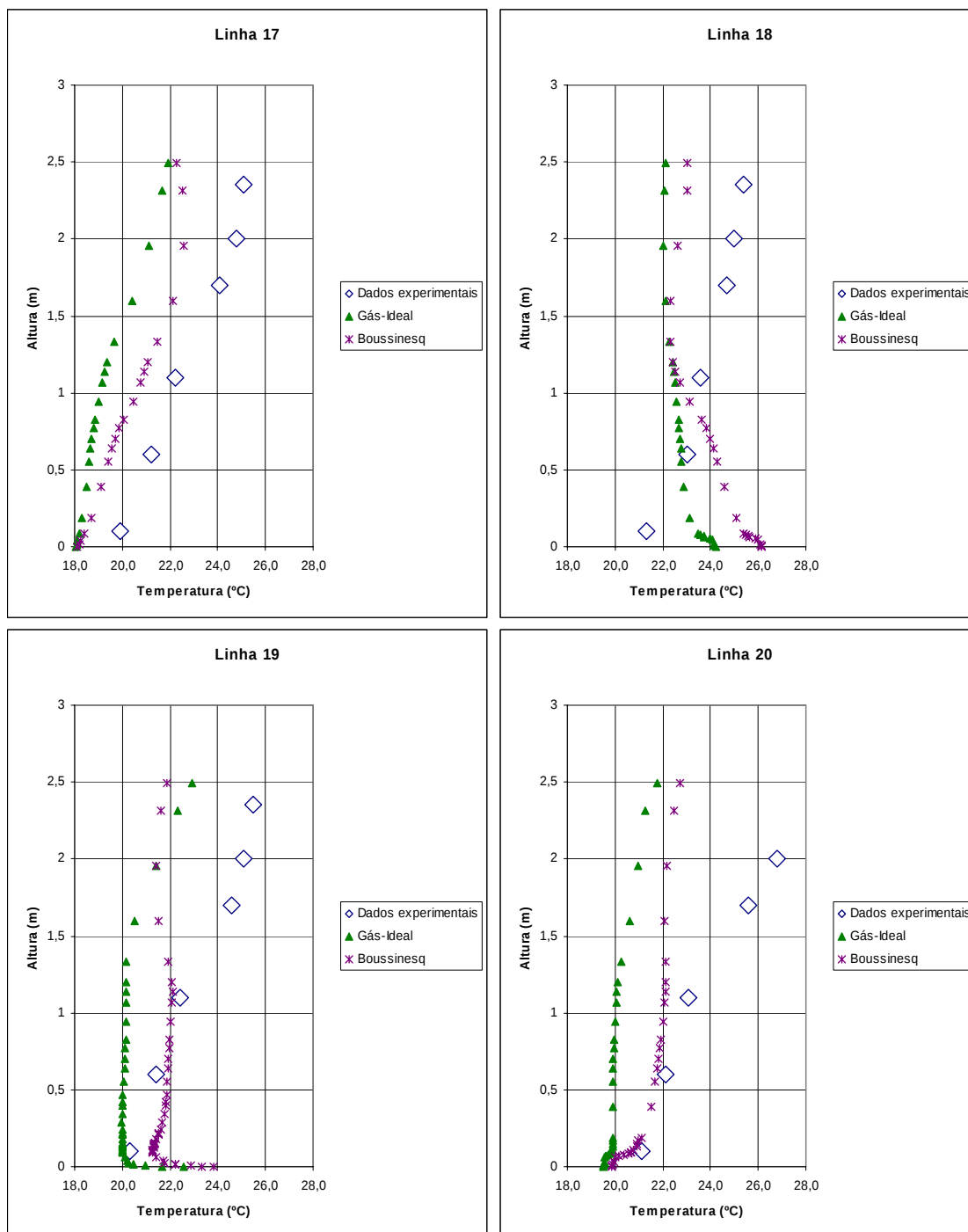


Figura 6-16: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação DT, variando-se o modelo de densidade.

6.3.2. Análise dos resultados do modelo de radiação DT com a densidade variando

Nota-se praticamente o mesmo comportamento dos modelos de densidade em relação ao modelo DO.

6.4 Modelo de radiação P1 com a densidade variando

6.4.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação P1 com a densidade variando

A segunda seqüência de gráficos (figuras 6-17 a 6-21) representa os resultados obtidos quando o modelo de radiação P1 é considerado, com a densidade variando.

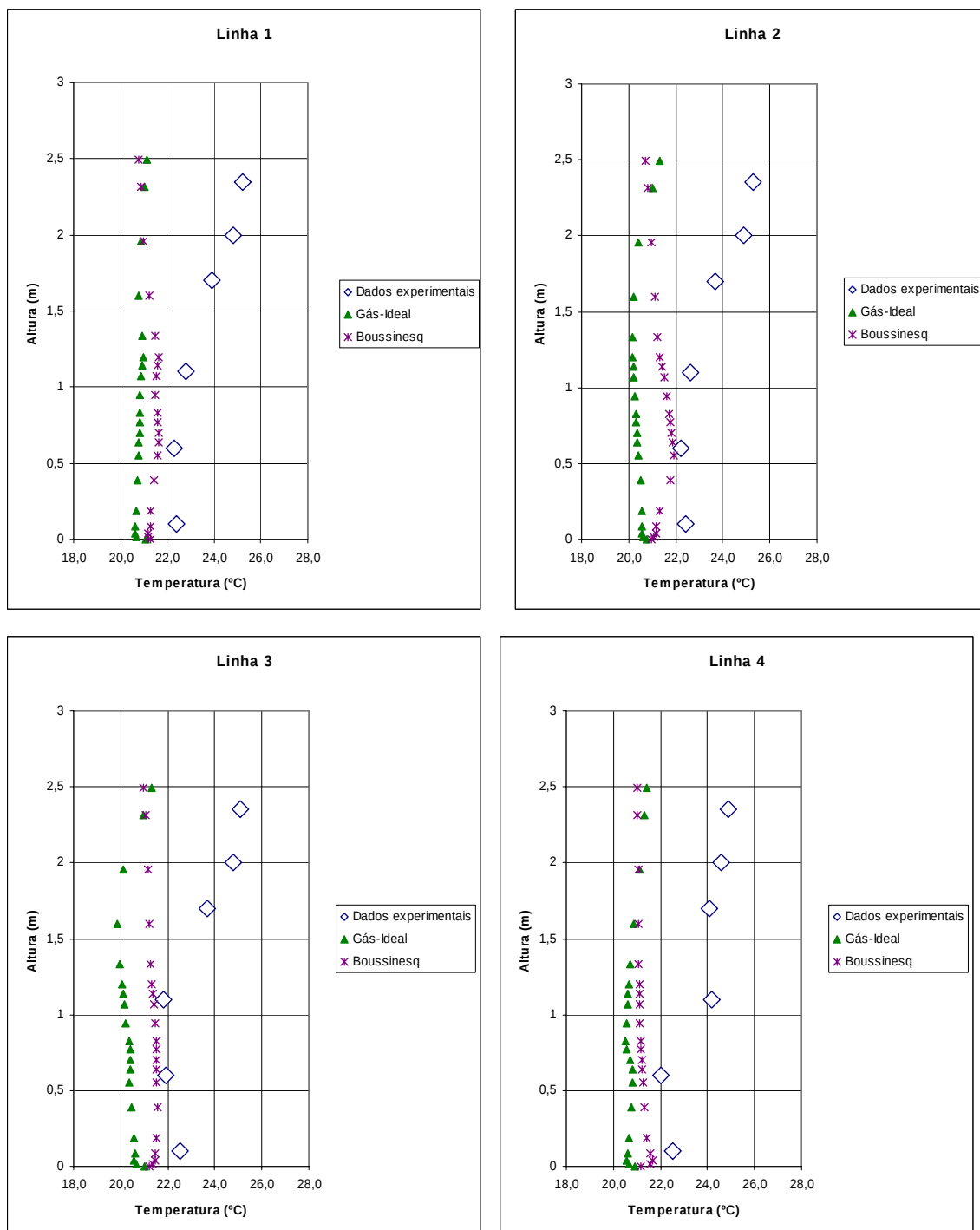


Figura 6-17: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.

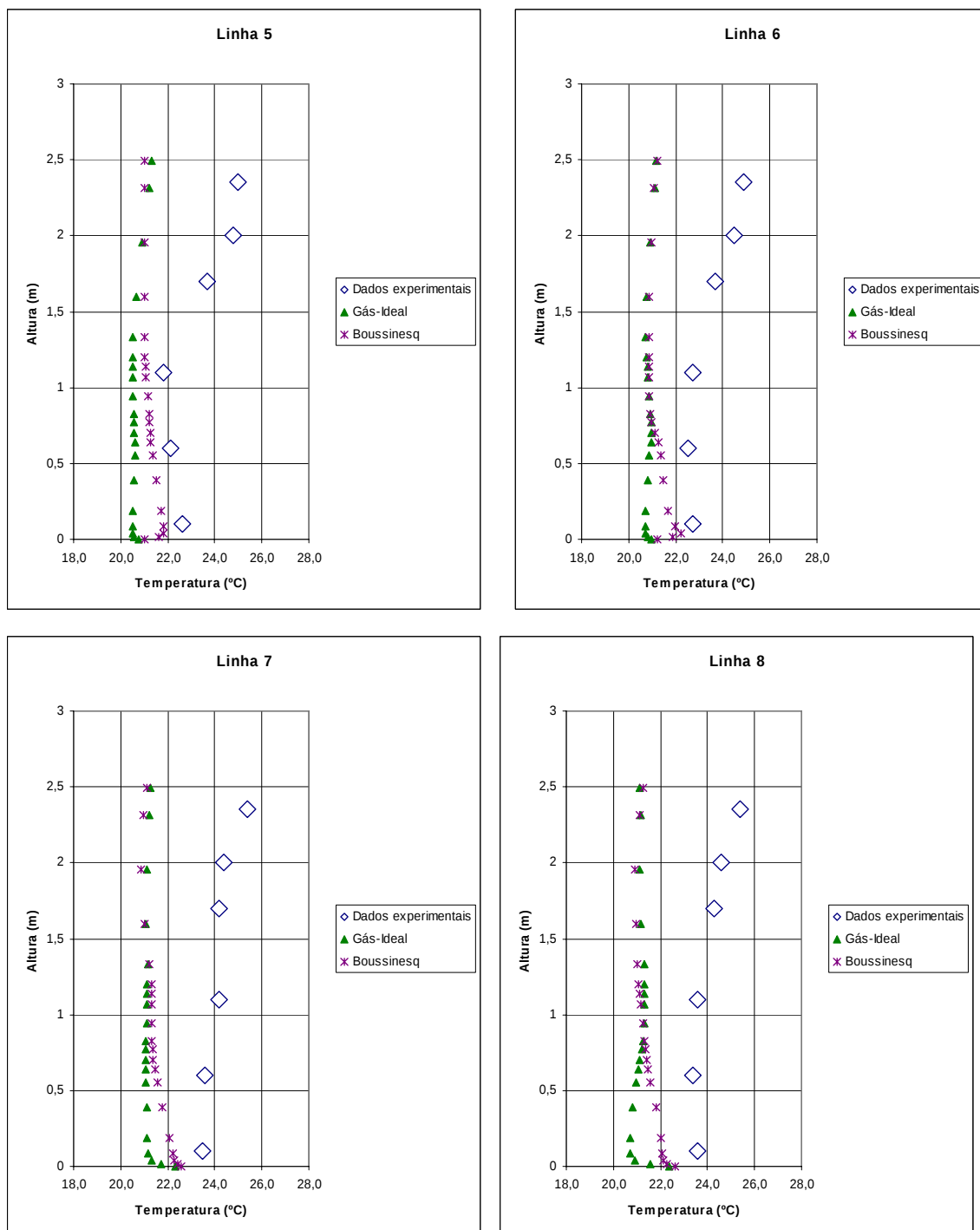


Figura 6-18: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.

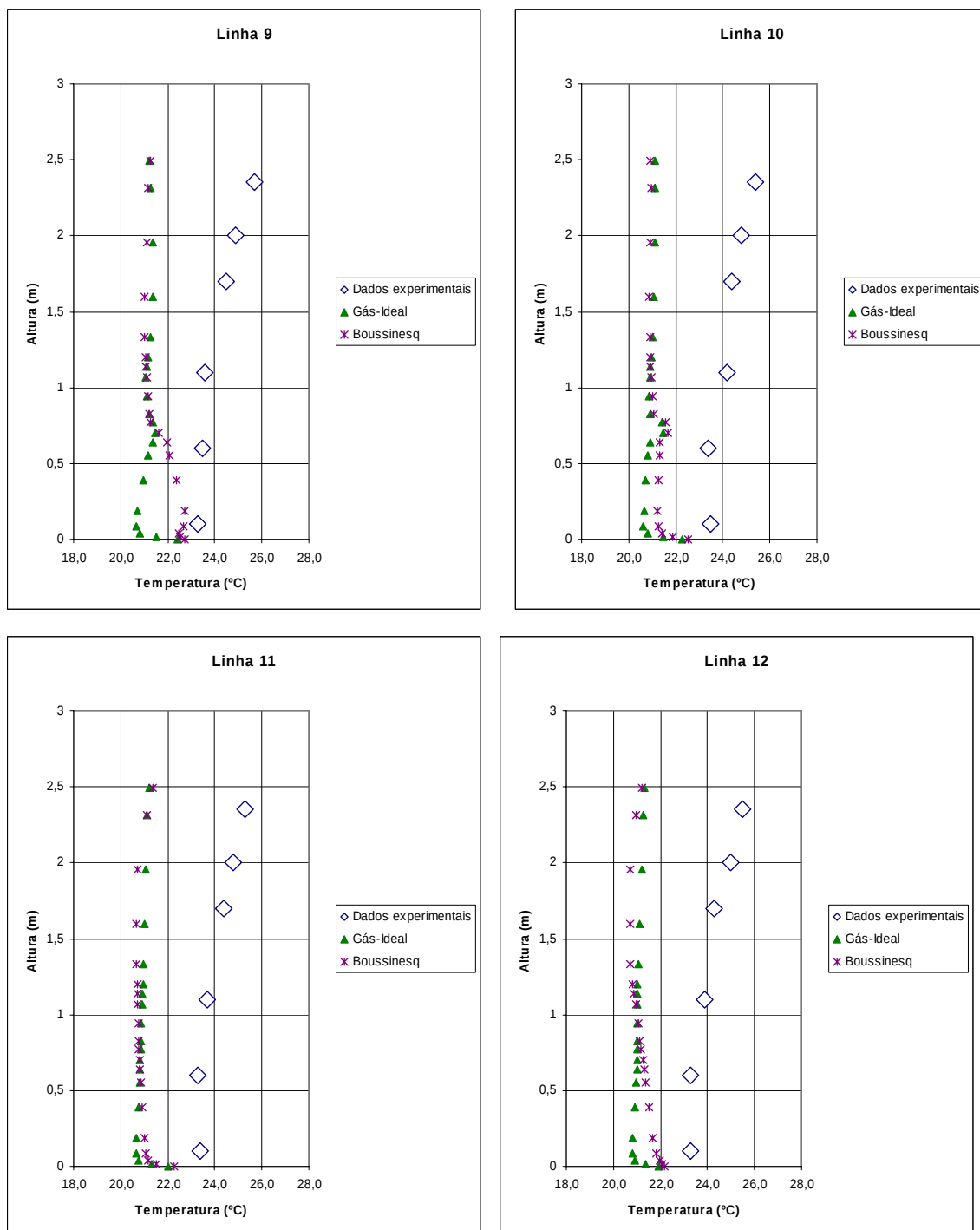


Figura 6-19: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.

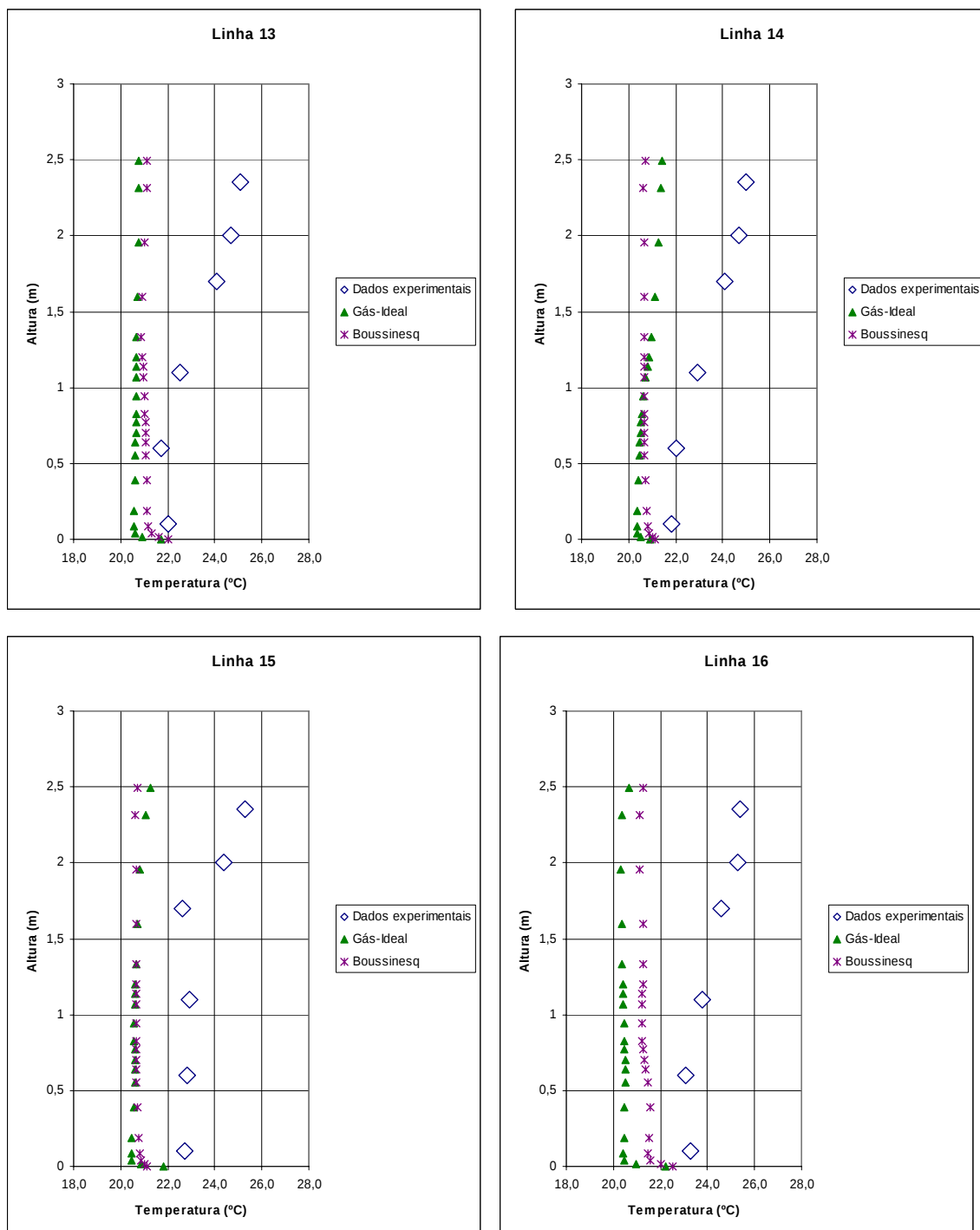


Figura 6-20: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.

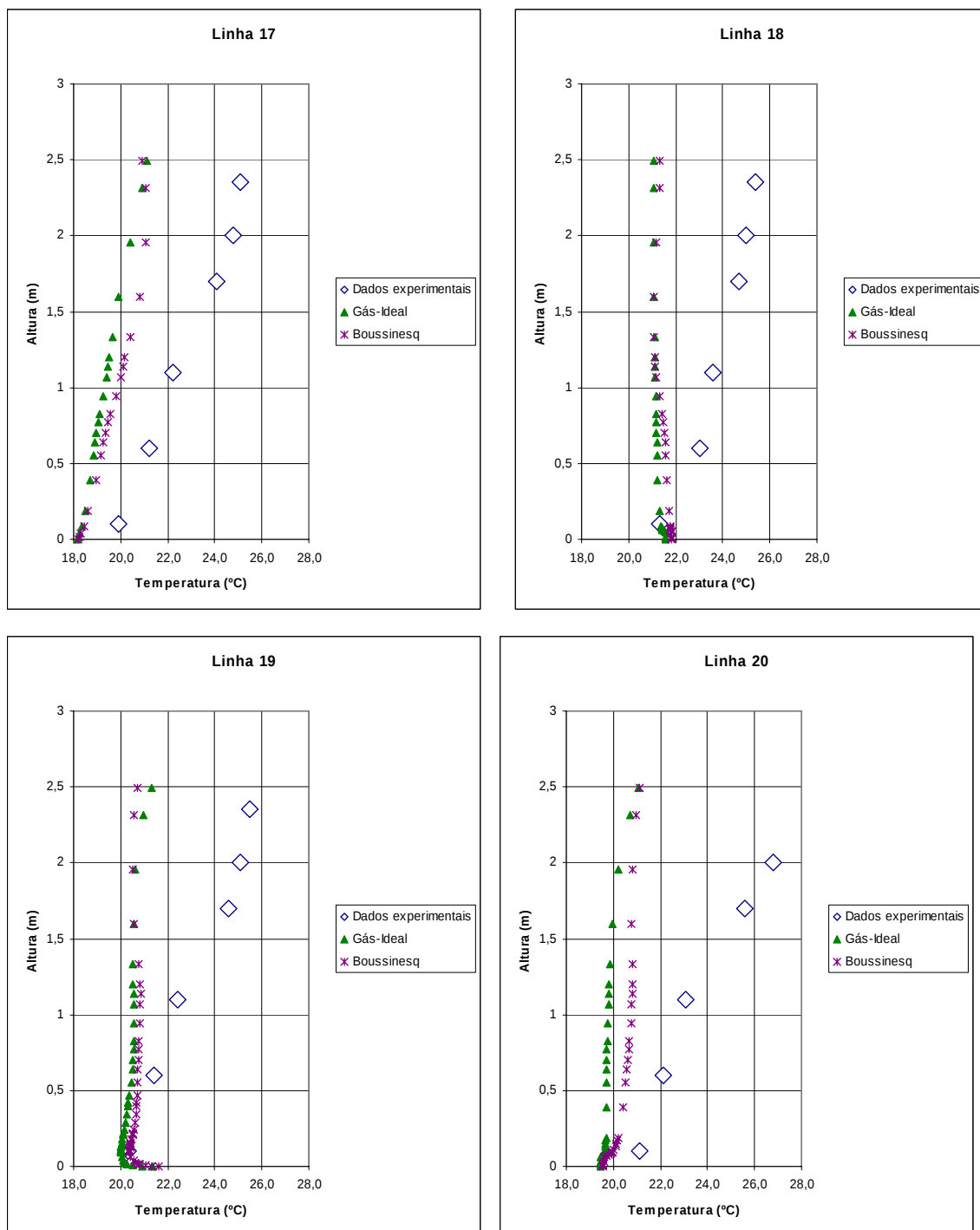


Figura 6-21: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação P1, variando-se o modelo de densidade.

6.4.2. Análise dos resultados do modelo de radiação P1 com a densidade variando

Observa-se que o modelo P1 sofre uma menor influência dos modelos de densidade do ar se comparados com os resultados dos modelos de radiação analisados anteriormente (sem radiação, DO e DT).

Verifica-se também grande influência da radiação no modelo de densidade de Boussinesq, e em geral temperaturas menores e bem mais uniformes se comparados aos modelos DO e DT.

6.5 Modelo de radiação Rosseland com a densidade variando

6.5.1. Apresentação dos resultados do modelo de radiação Rosseland com a densidade variando

A segunda seqüência de gráficos (figuras 6-22 a 6-26) representa os resultados obtidos quando o modelo de radiação Rosseland é considerado, com a densidade variando.

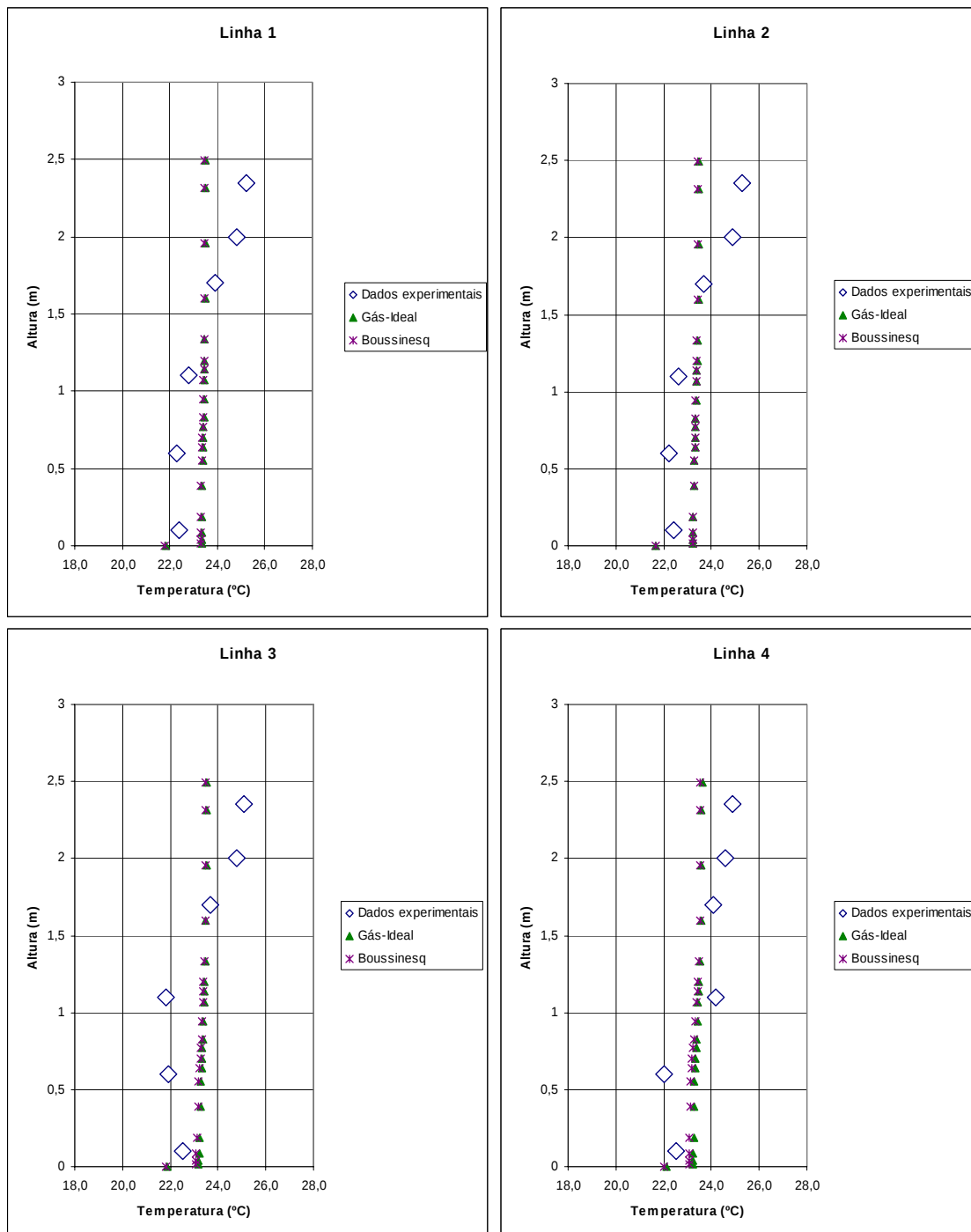


Figura 6-22: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.

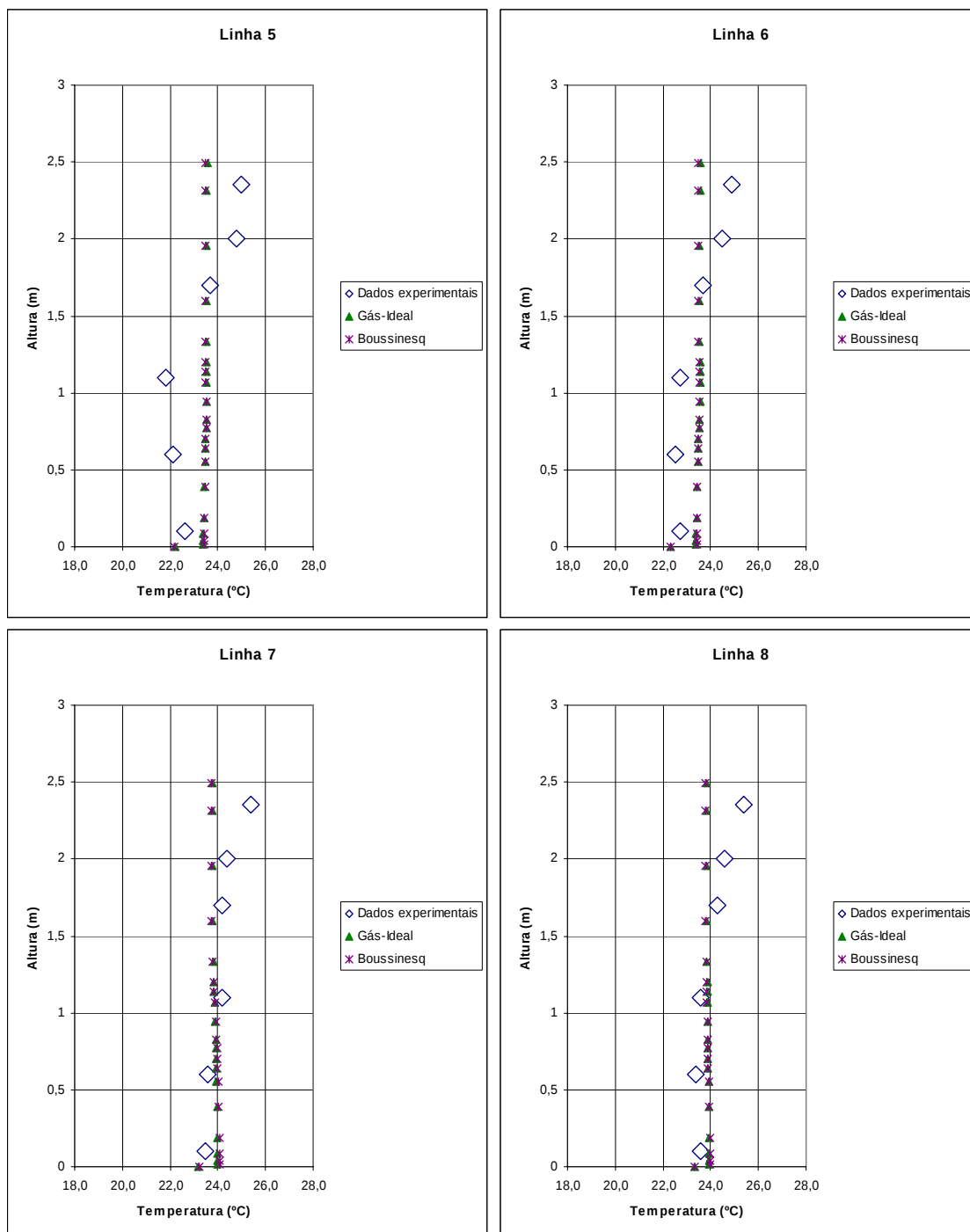


Figura 6-23: Gráficos referentes às linhas 6 - 8 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.

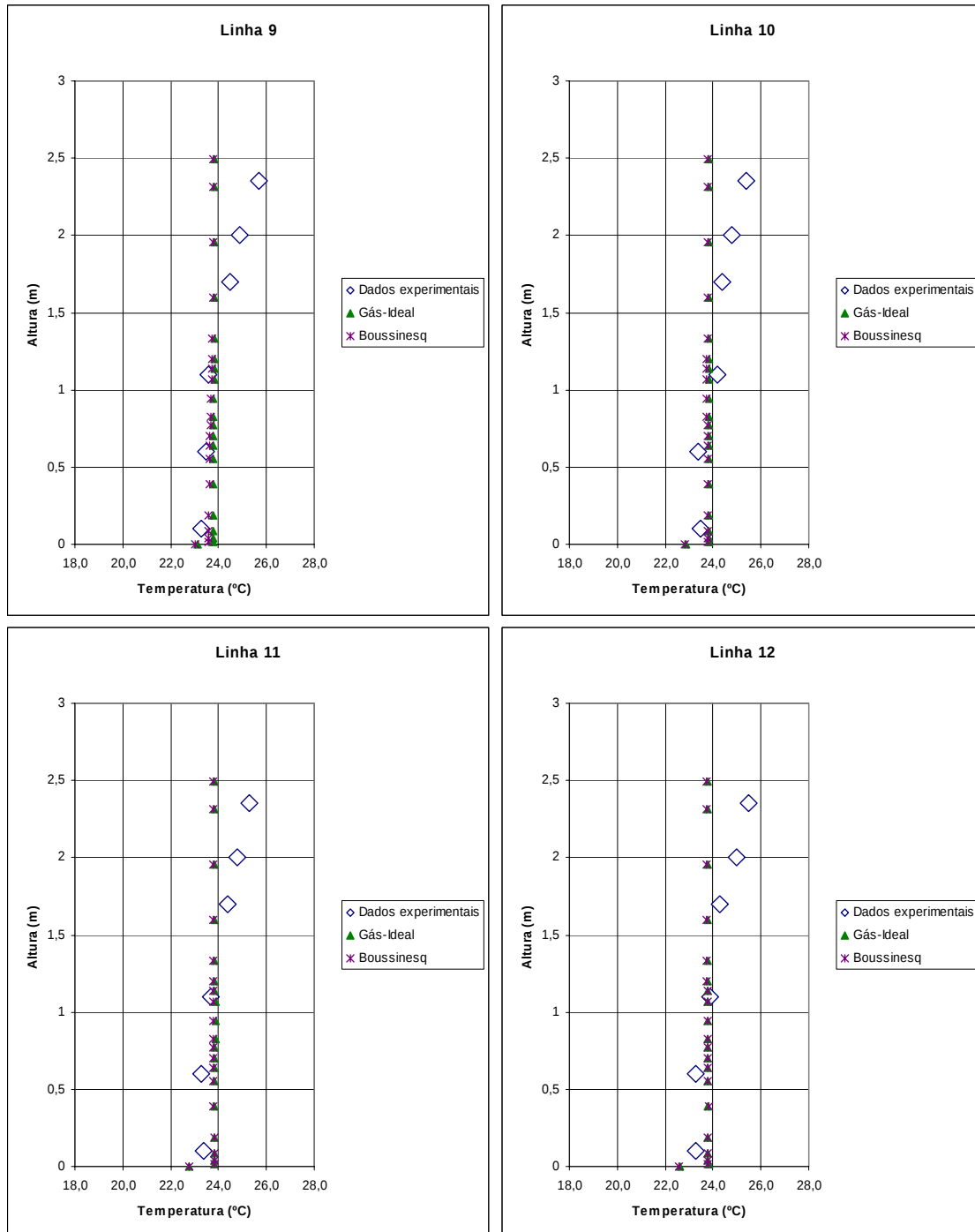


Figura 6-24: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.

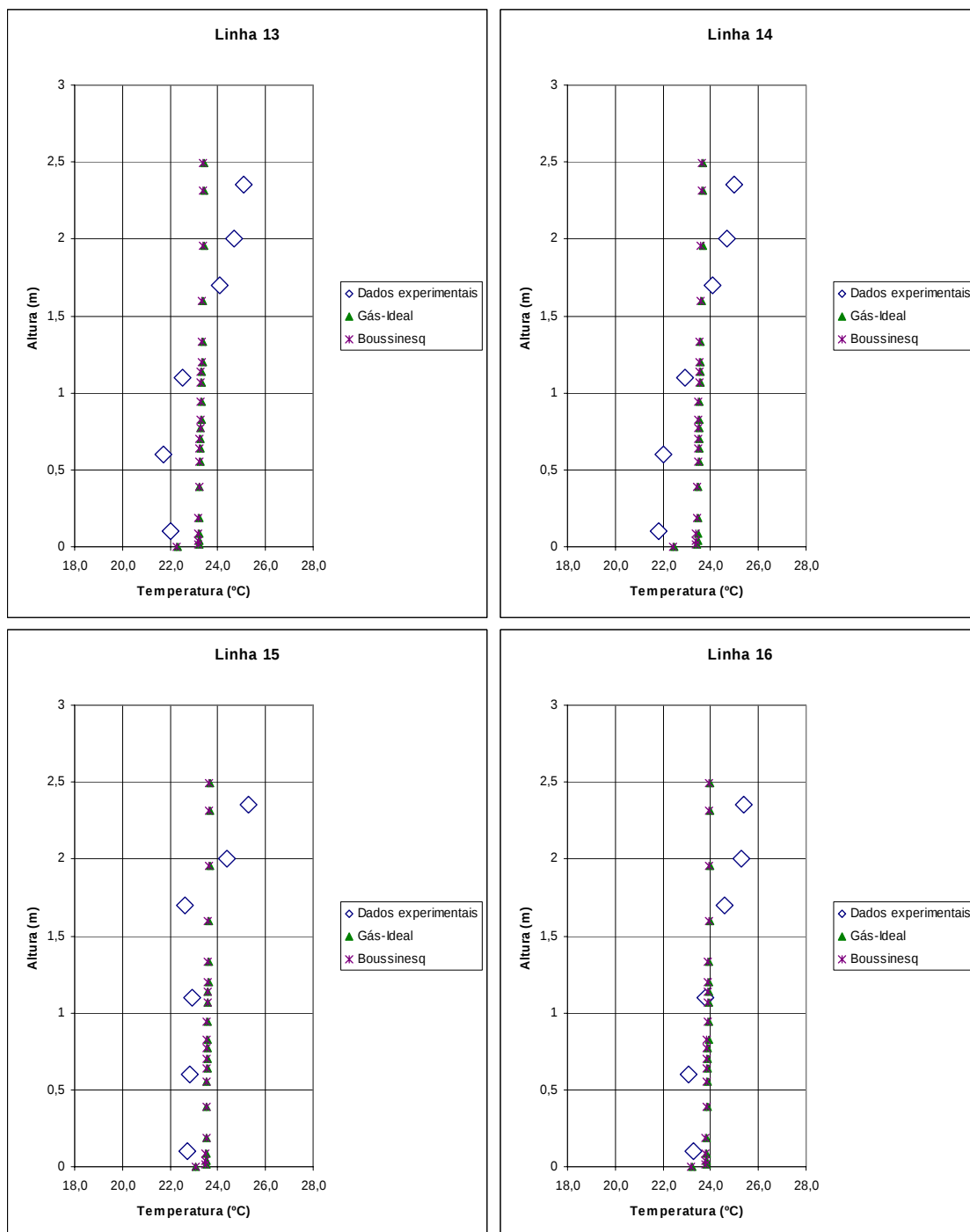


Figura 6-25: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.

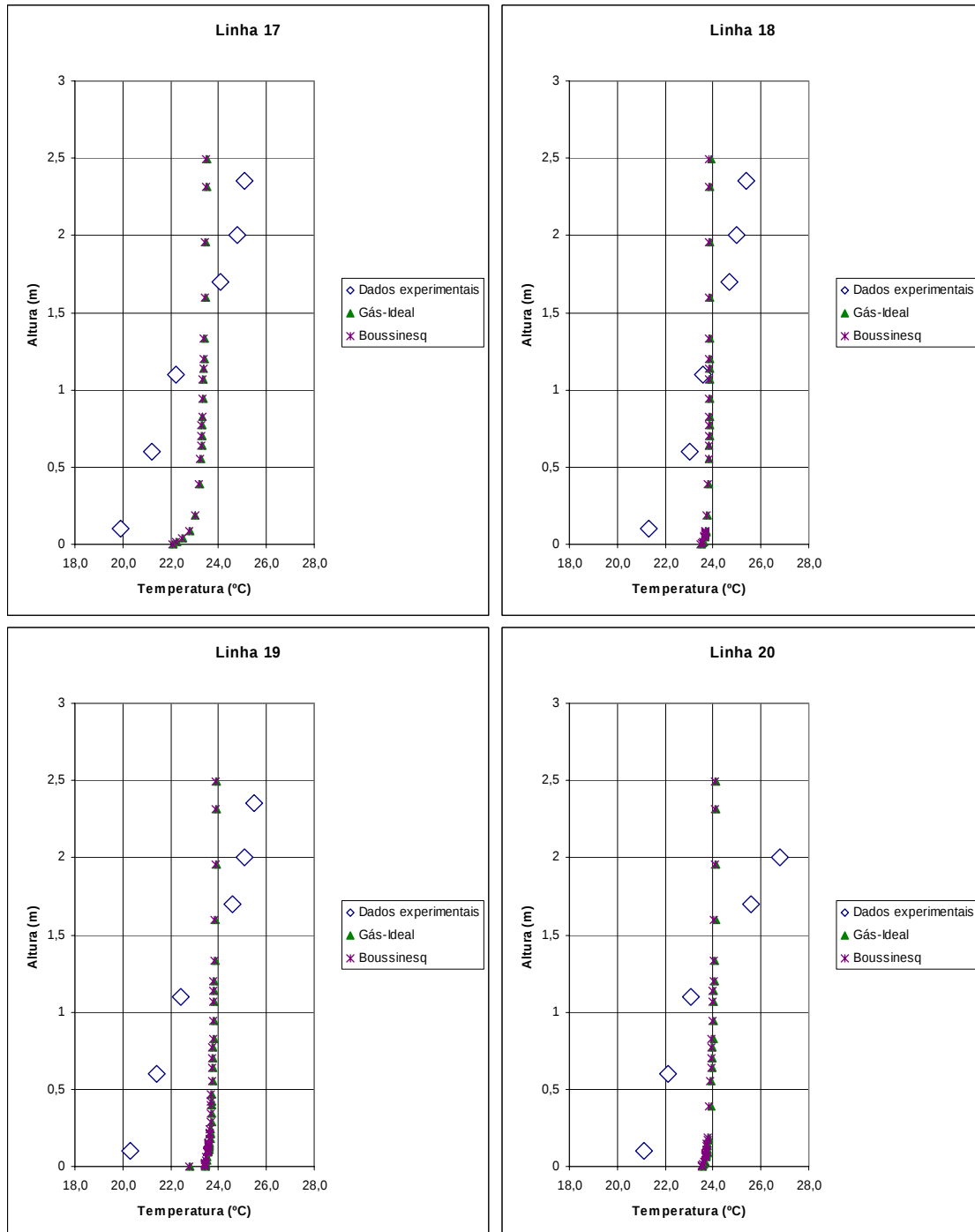


Figura 6-26: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de radiação Rosseland, variando-se o modelo de densidade.

6.5.2. Análise dos resultados do modelo de radiação Rosseland com a densidade variando

Observa-se que o modelo de radiação Rosseland não é afetado pelos modelos de densidade do ar. Além disso, esse modelo torna a temperatura do ar no ambiente praticamente constante, variando apenas entre 23,5°C e 24°C.

Com isso pode-se dizer que esse modelo é inadequado para esse tipo de análise.

6.6. Densidade como gás-ideal com o modelo de radiação variando

6.6.1. Apresentação dos resultados de densidade como gás-ideal com o modelo de radiação variando

Os gráficos das figuras 6.27 a 6.31 apresentam os resultados de curvas dos modelos sem radiação, modelo DO, DT, P1 e Rosseland para o caso do ar tratado como gás-ideal. Dessa forma é possível um melhor entendimento sobre como o modelo de radiação influencia nos resultados.

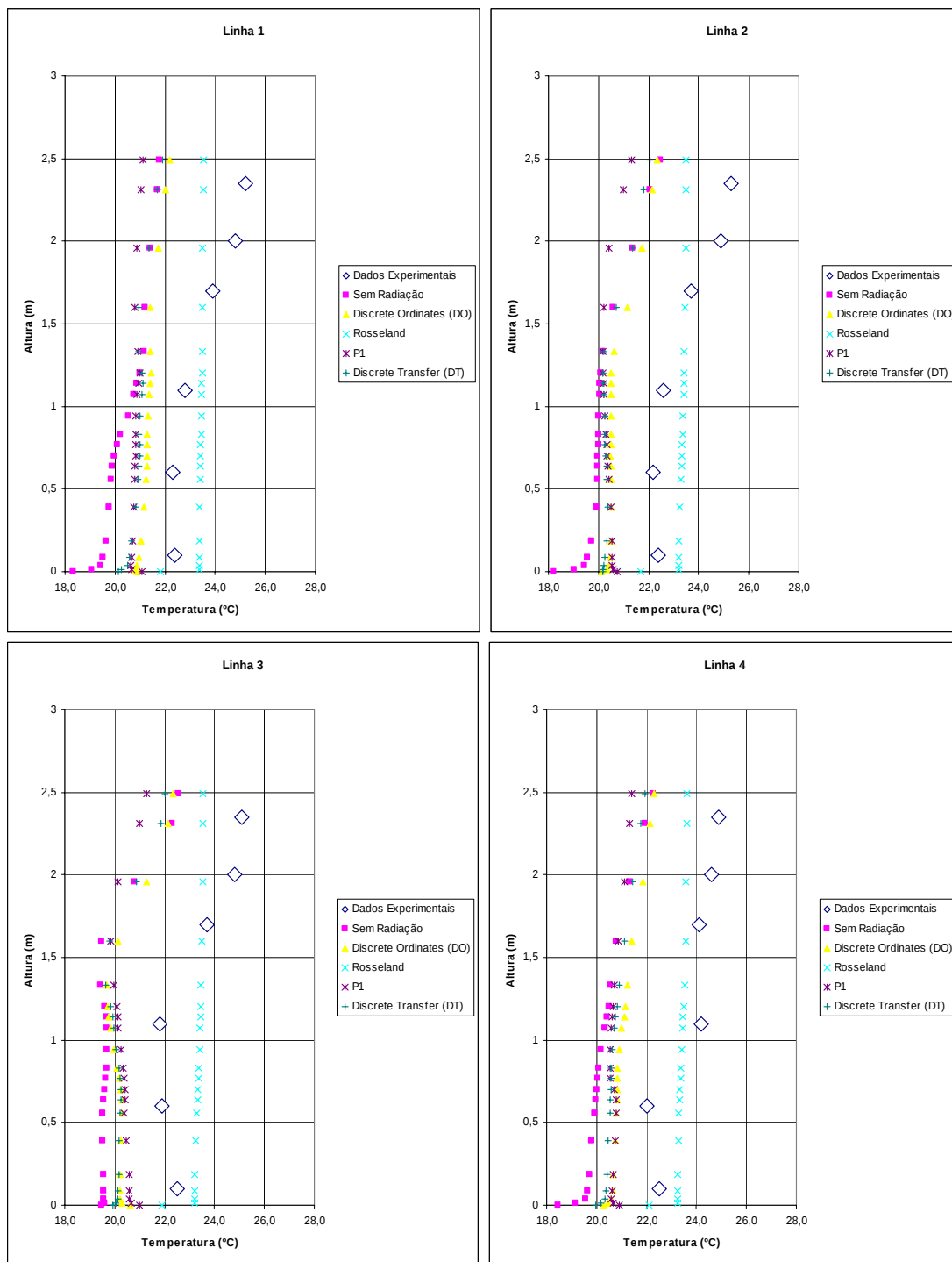


Figura 6-27: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação.

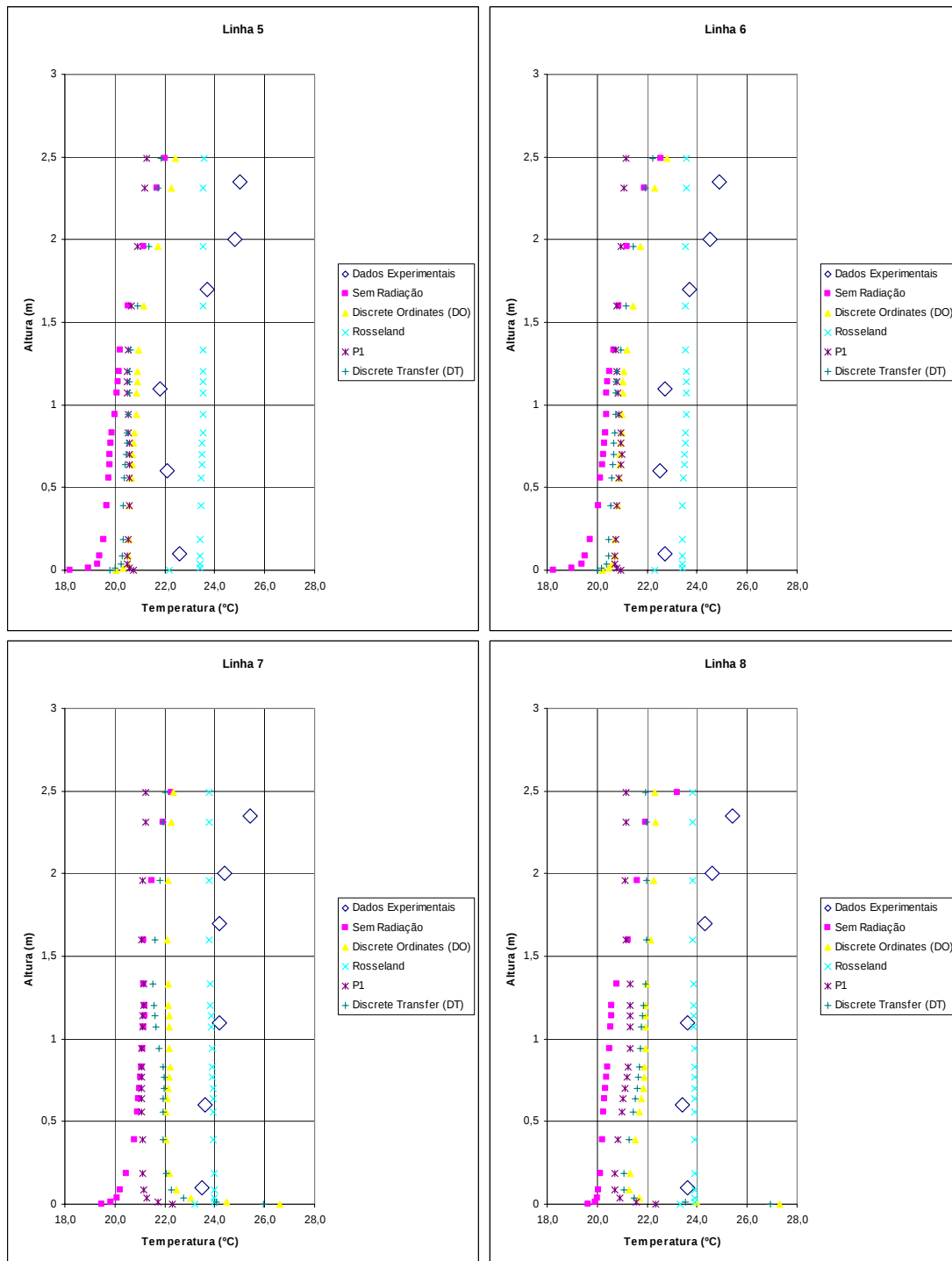


Figura 6-28: Gráficos referentes às linhas 5 - 8 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação

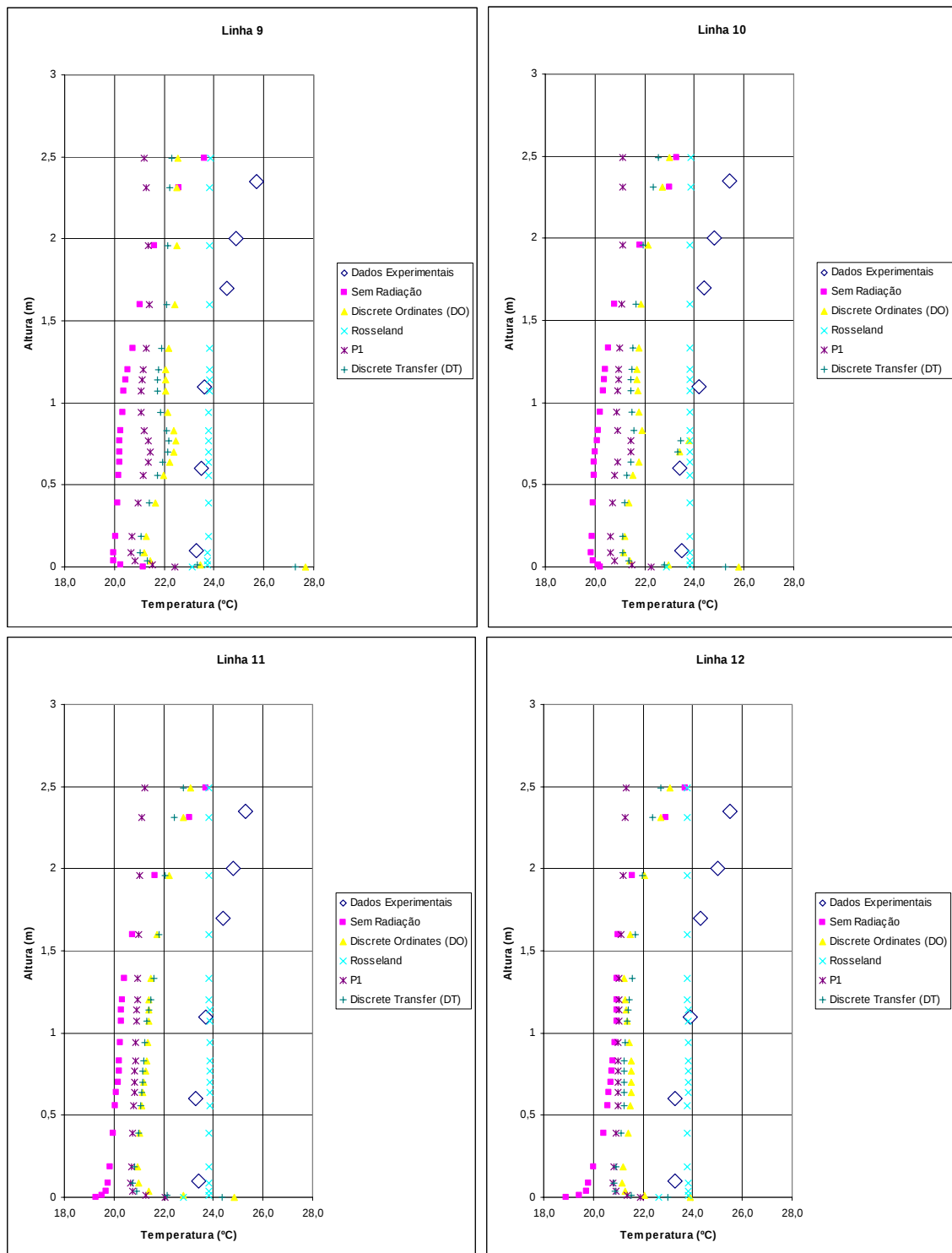


Figura 6-29: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação

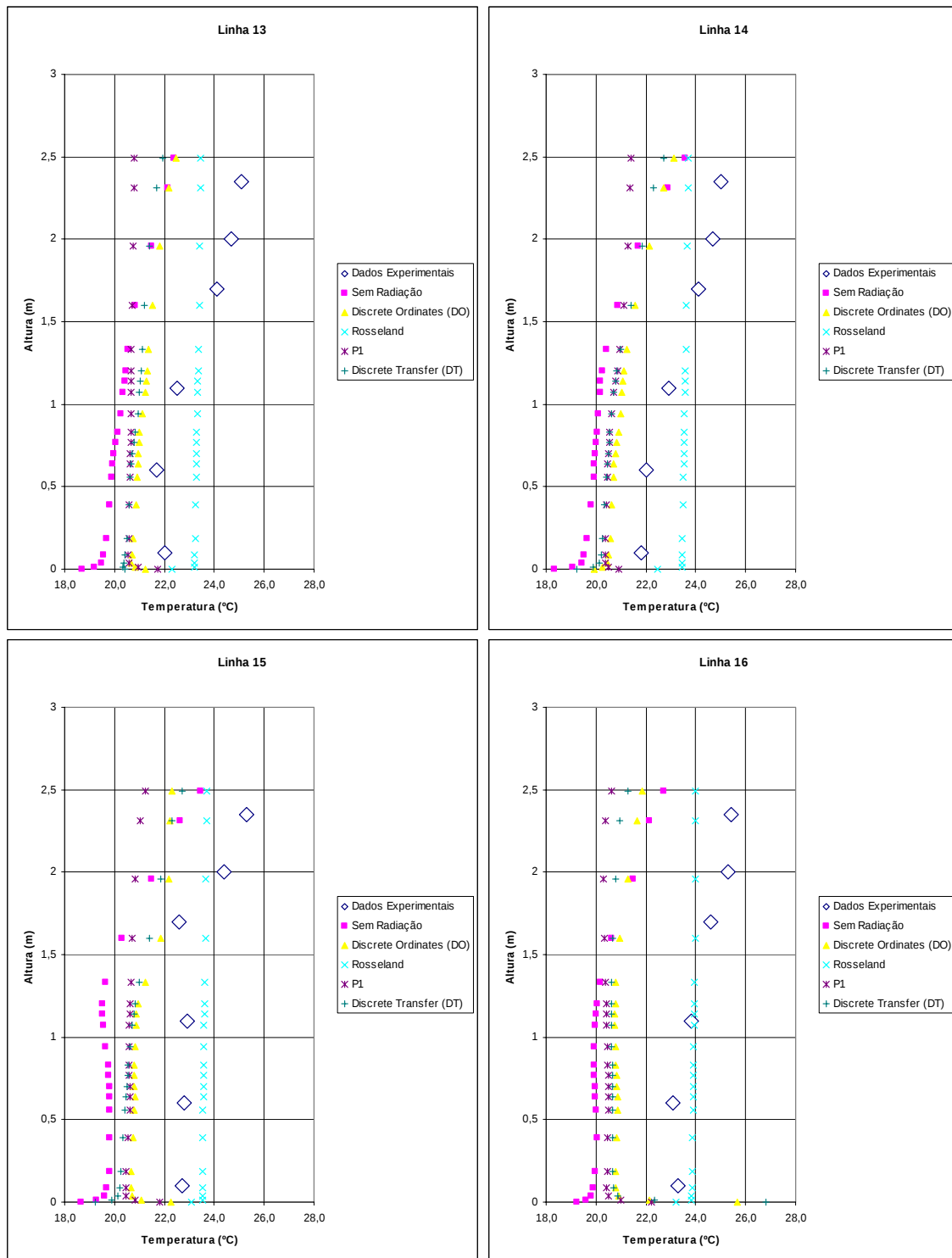


Figura 6-30: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação

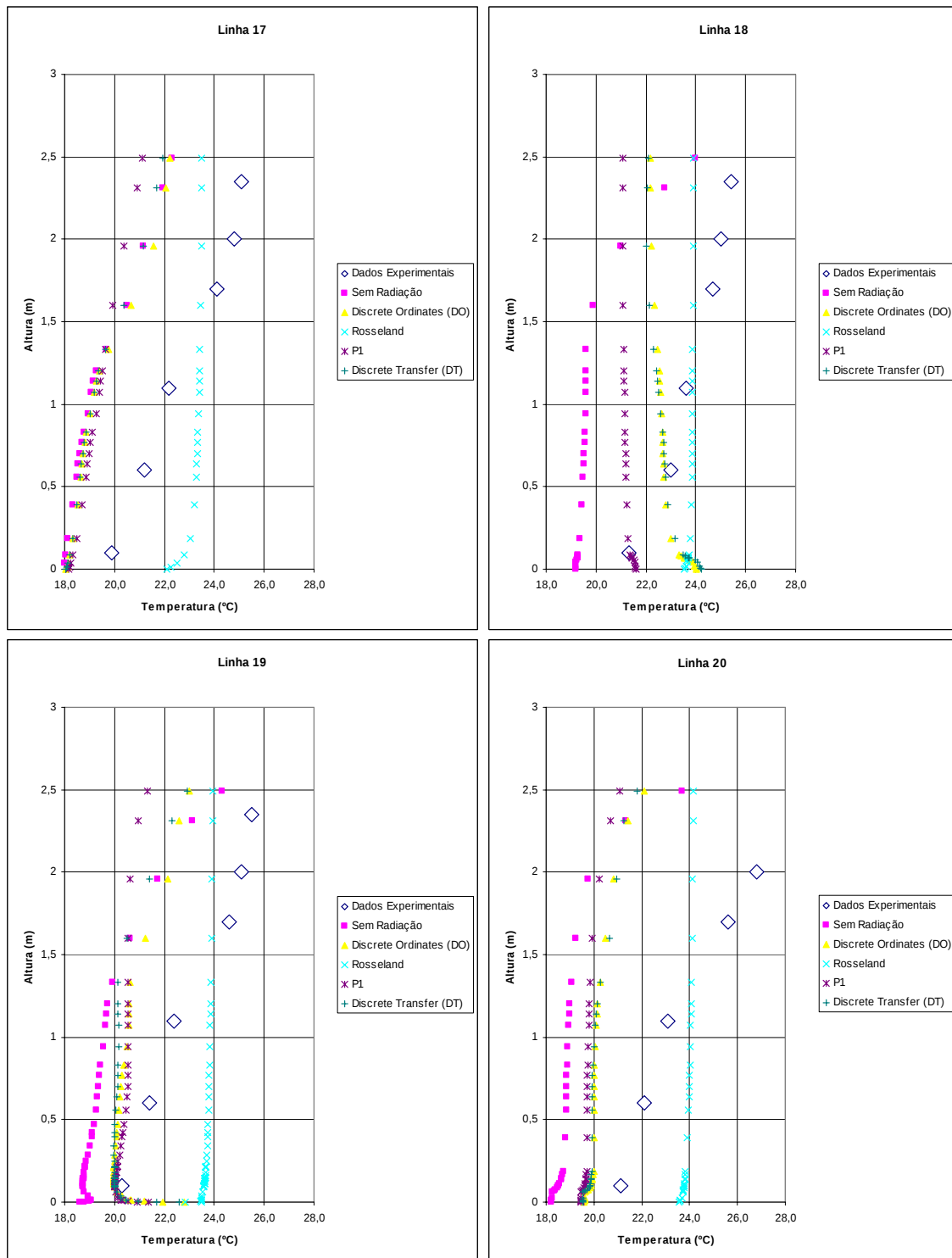


Figura 6-31: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para o modelo de densidade de gás-ideal variando-se o modelo de radiação

6.6.2. Análise dos resultados de densidade como gás-ideal com o modelo de radiação variando

Considerando a densidade do ar variando com a lei dos gases-ideais percebe-se que a inclusão dos modelos de radiação provocou, em geral, um aumento nas temperaturas, fazendo os dados simulados se aproximarem dos experimentais, especialmente em alturas até 1,5 m.

Comparando os modelos de radiação nota-se que o DO e o DT apresentam resultados extremamente parecidos. Porém o DT necessita de um arquivo de “raios de radiação” discretizados, o que implica em um aumento do tempo computacional no início da simulação e cada vez que o caso é aberto para a análise dos resultados. Não é necessário um arquivo a parte no modelo DO.

Nota-se também que o modelo P1 se comporta qualitativamente da mesma maneira que os modelos DO e DT, porém apresenta temperaturas mais baixas e conseqüentemente mais distantes dos resultados experimentais.

O modelo Rosseland, difere tanto qualitativamente quanto quantitativamente de todos os outros resultados, uniformizando a temperatura de todo o domínio entre 23,5°C e 24°C, o que demonstra a não-conformidade desse modelo com a presente simulação.

As linhas 7, 8, 9, 10, 11, 12, 16, 18 e 19 apresentam, na região bem próxima ao piso, temperaturas bem mais elevadas se comparadas com o modelo sem radiação. Vale ressaltar que esses pontos estão ao redor dos simuladores 3 e 4 que estão mais próximos à parede que emite o fluxo de calor, e dos difusores maiores.

6.7. Densidade com a hipótese de Boussinesq com o modelo de radiação variando

6.7.1. Apresentação dos resultados de densidade com a hipótese de Boussinesq com o modelo de radiação variando

Os gráficos das figuras 6.32 a 6.36 apresentam os resultados de curvas dos modelos sem radiação e com o DO, para o caso da densidade do ar variando de acordo com a hipótese de Boussinesq. Dessa forma é possível um melhor entendimento sobre como o modelo de radiação influencia nesses resultados.

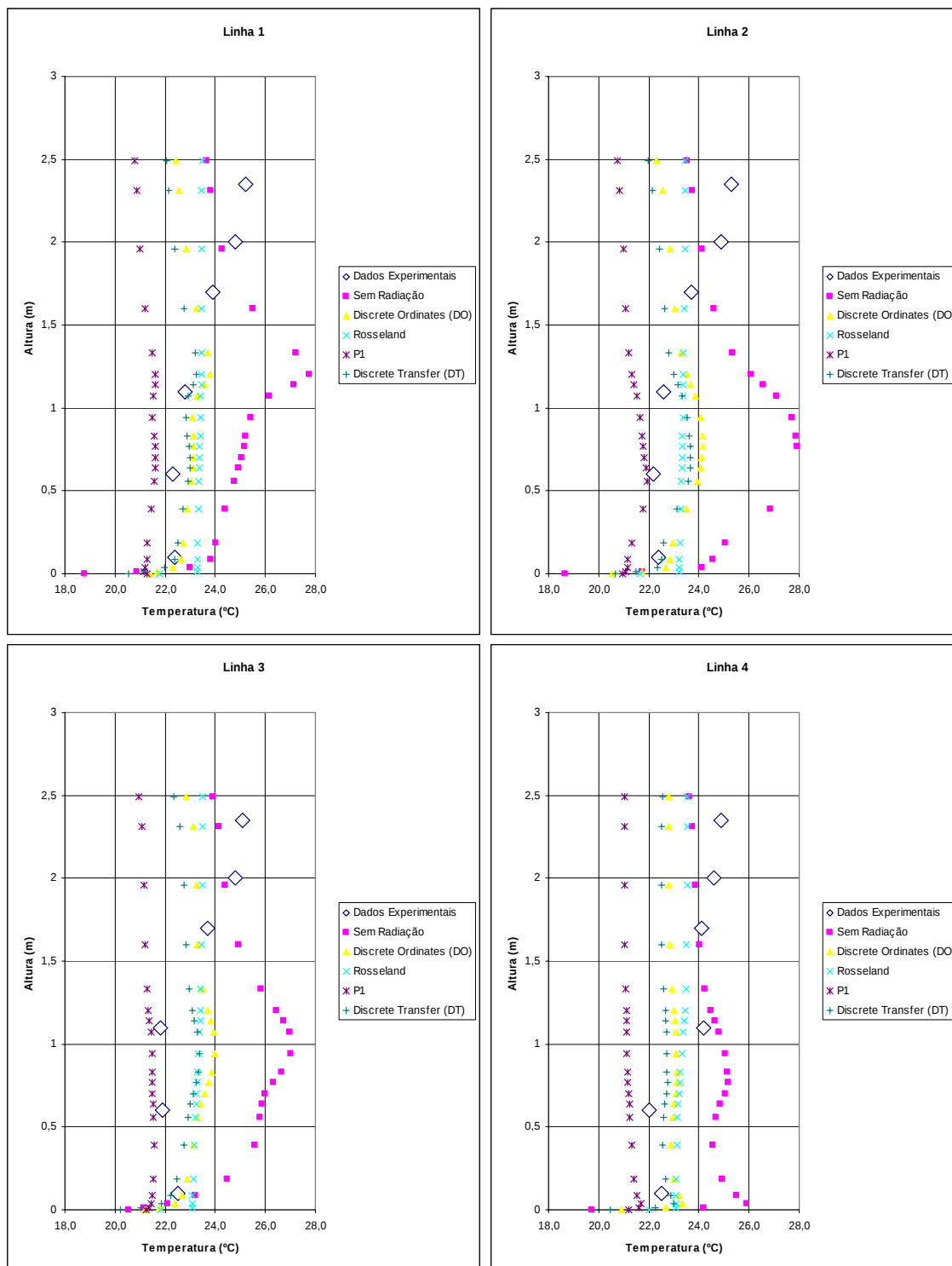


Figura 6-32: Gráficos referentes às linhas 1 - 4 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação

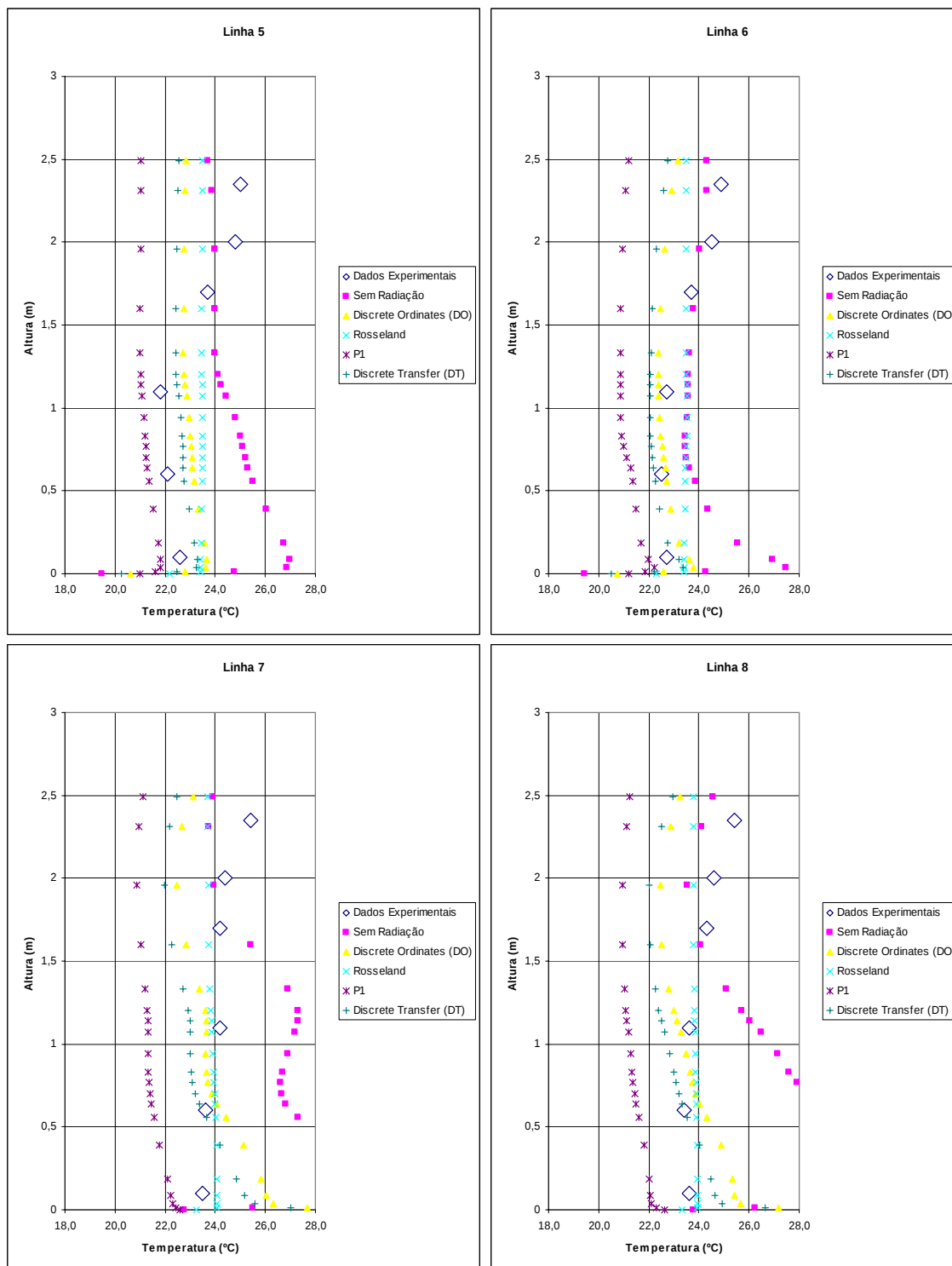


Figura 6-33: Gráficos referentes às linhas 5 - 8 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação

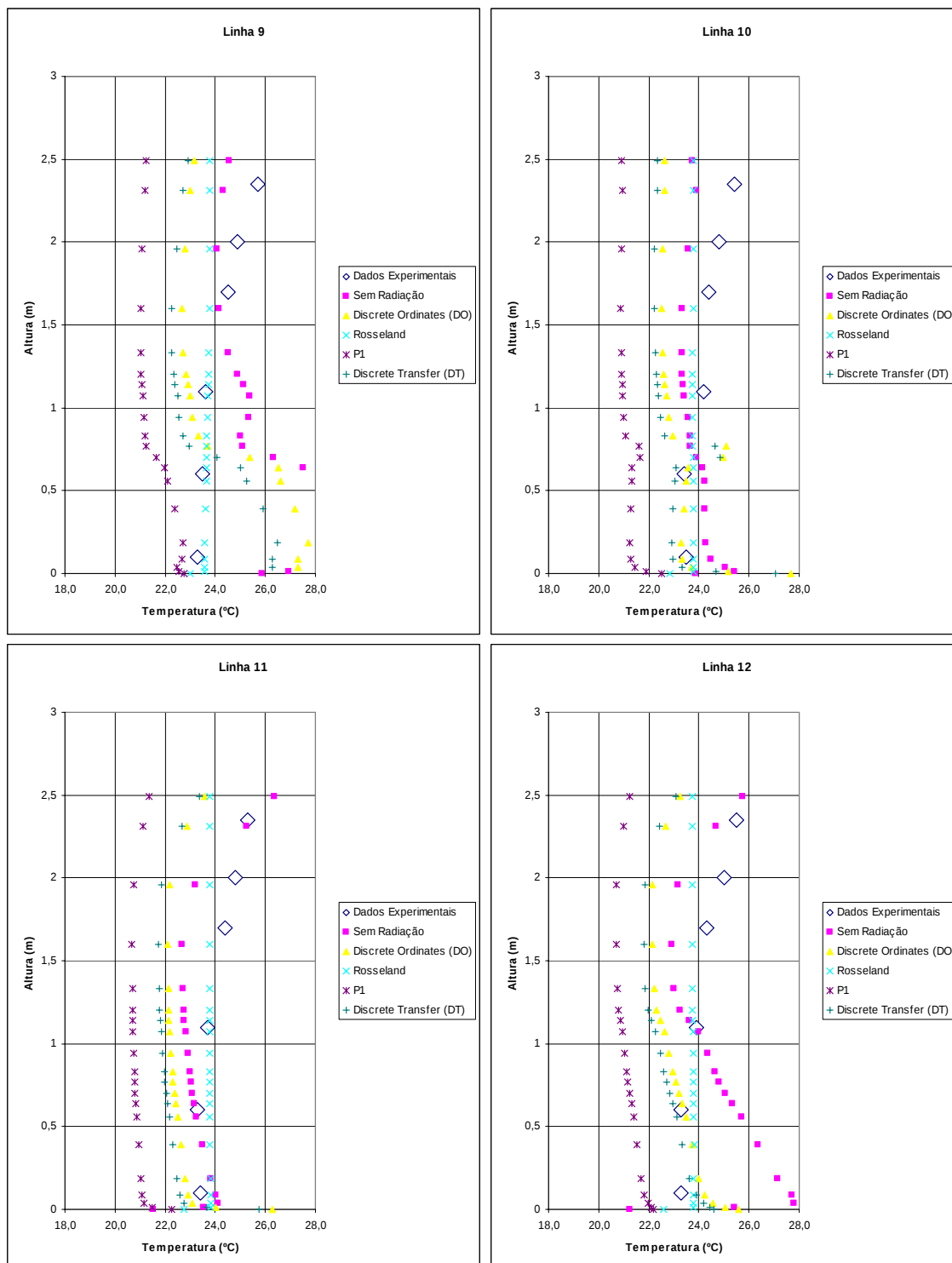


Figura 6-34: Gráficos referentes às linhas 9 - 12 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação

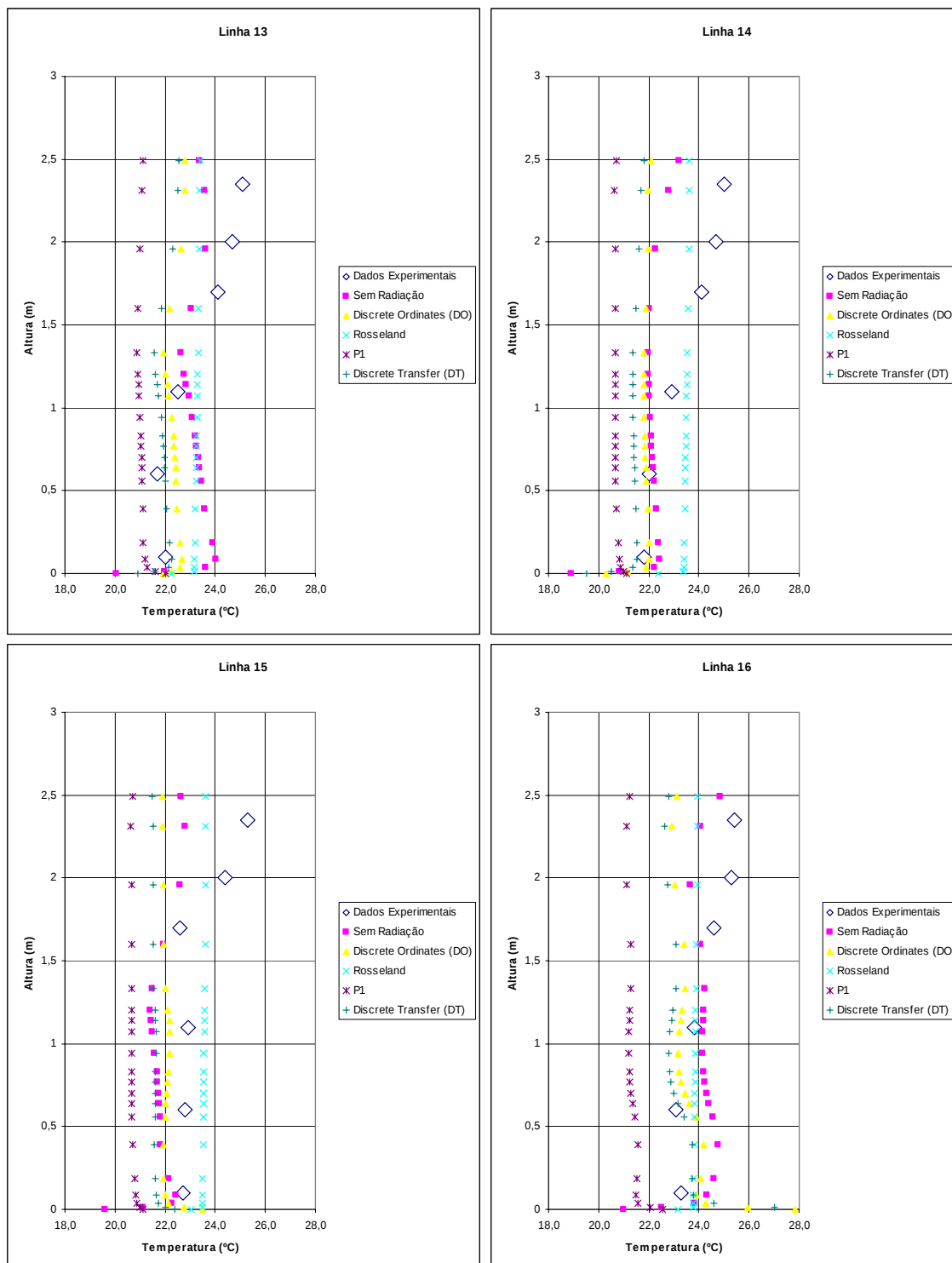


Figura 6-35: Gráficos referentes às linhas 13 - 16 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação

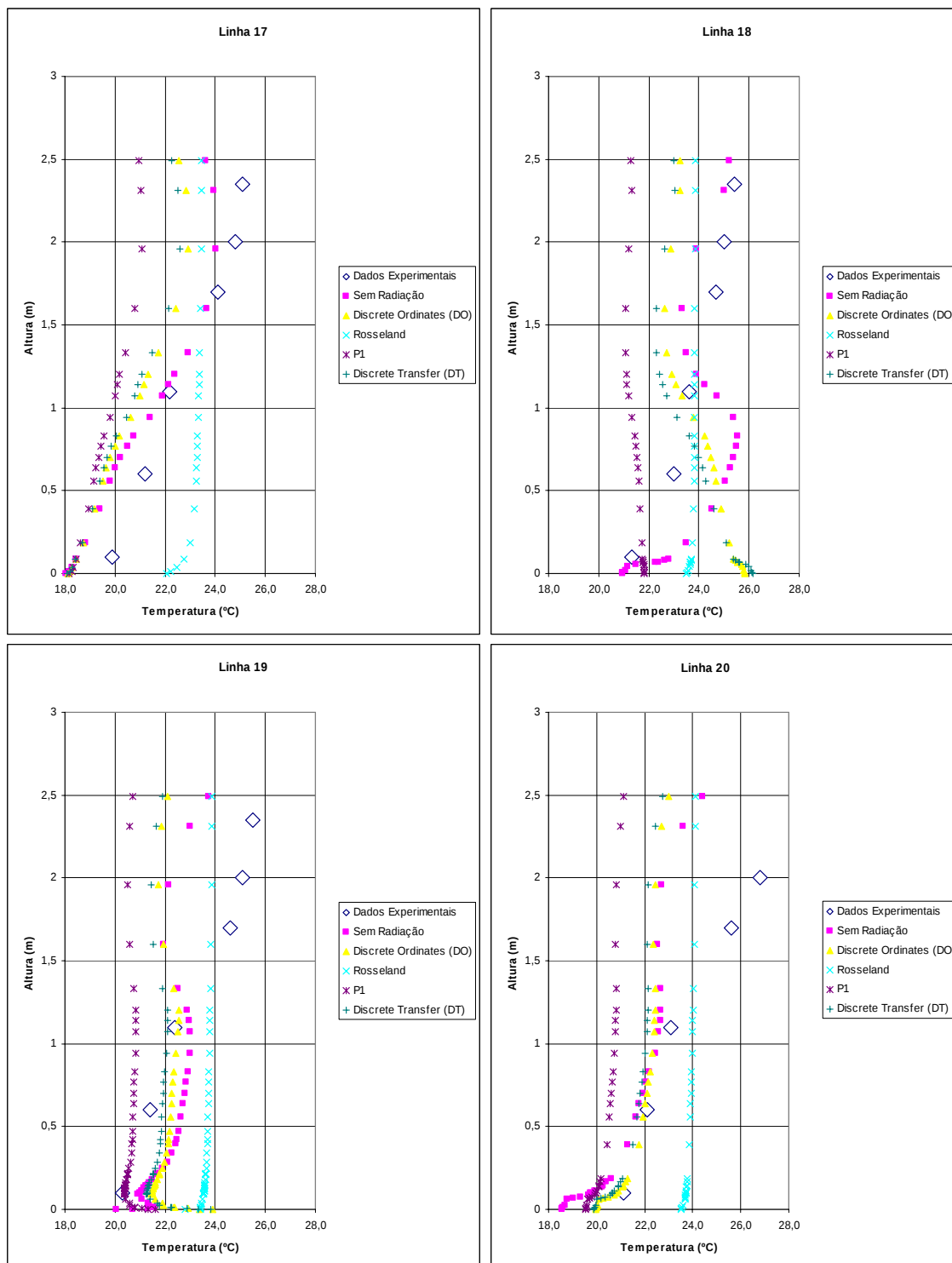


Figura 6-36: Gráficos referentes às linhas 17 - 20 para a densidade calculada pela Hipótese de Boussinesq variando-se o modelo de radiação

6.7.2. Análise dos resultados de densidade com a Hipótese de Boussinesq com o modelo de radiação variando

Observa-se que, em geral, os modelos de radiação provocam uma diminuição das temperaturas, devido ao fato da convecção natural ser pouco considerada.

Assim como no modelo onde a densidade é calculada pela lei dos gases-ideais, nesse último estudo os pontos 7, 8, 9, 10, 11, 12, 16, 18 e 19 apresentam, na região bem próxima ao piso, temperaturas bem mais elevadas se comparadas com o modelo sem radiação.

Nota-se que o modelo de radiação atenua o efeito do confinamento de ar nas proximidades dos simuladores 1 e 3 (linhas 1, 2 e 3 e 7, 8 e 9), aproximando os resultados em relação ao experimental. Essa conclusão será melhor observada nas figuras do próximo item.

Com isso é possível concluir que os modelos de radiação possuem maior influência quando a hipótese de Boussinesq é utilizada se comparada ao modelo de gás-ideal.

6.8. Análises gerais

Visando um melhor entendimento do escoamento, outras análises são realizadas em função do campo de temperatura em alguns planos de interesse. A figura 6.37 mostra os planos, denominados A (em amarelo, $x = 3,96\text{m}$), B (em azul, $x = 2,08\text{m}$), C (em verde, $y = 1,75\text{m}$) e D (em vermelho, $y = 3,48\text{m}$) nos quais essas análises são feitas.

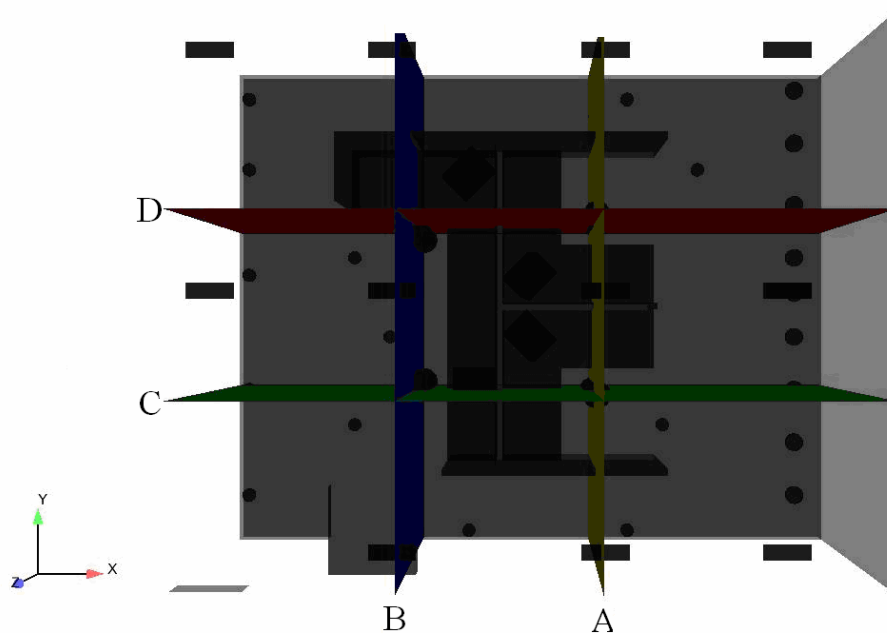


Figura 6-37: Disposição dos planos de análise dos campos de temperatura

As figuras 6.38 a 6.41 representam os campos de temperatura para os planos citados, onde o modelo de densidade de Boussinesq é considerado e os vários modelos de radiação são comparados.

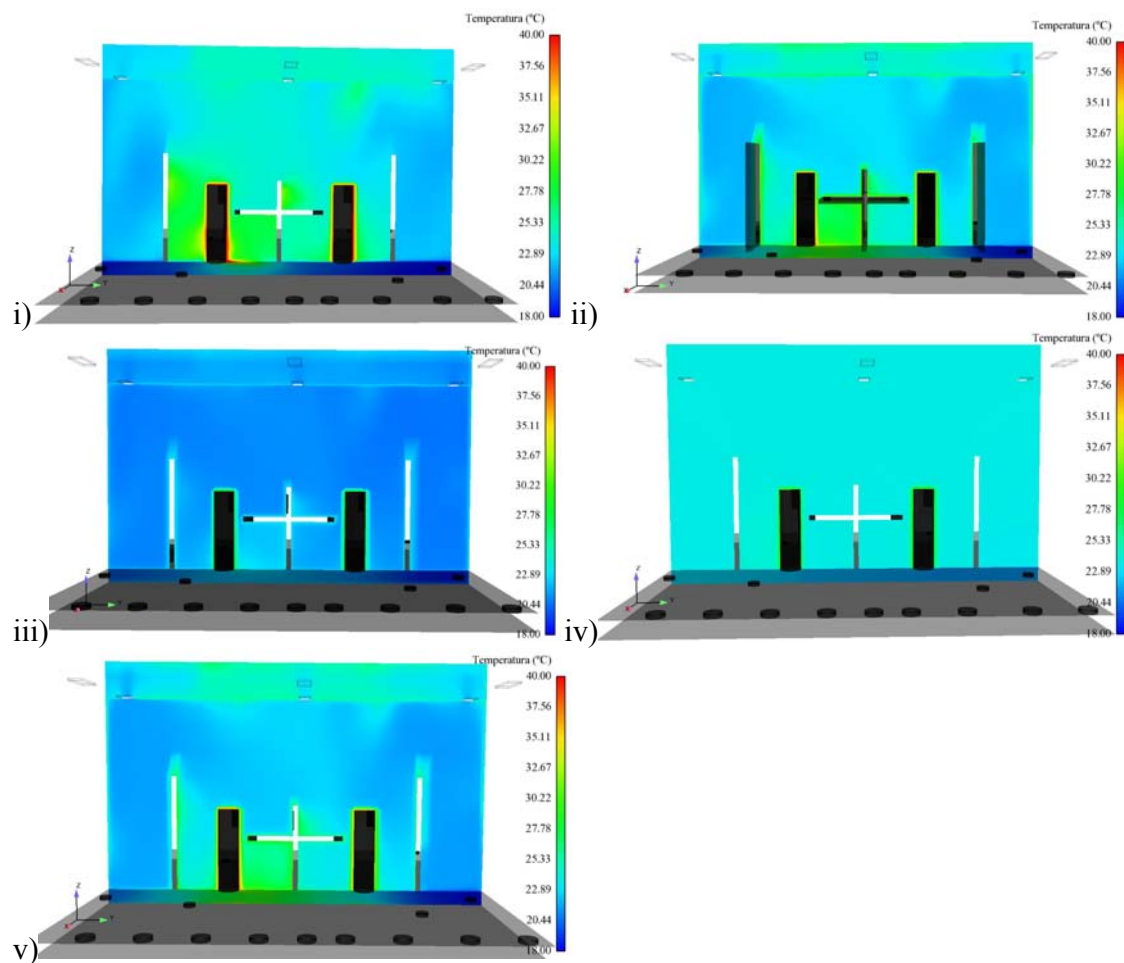


Figura 6-38: Campos de temperatura no plano A para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

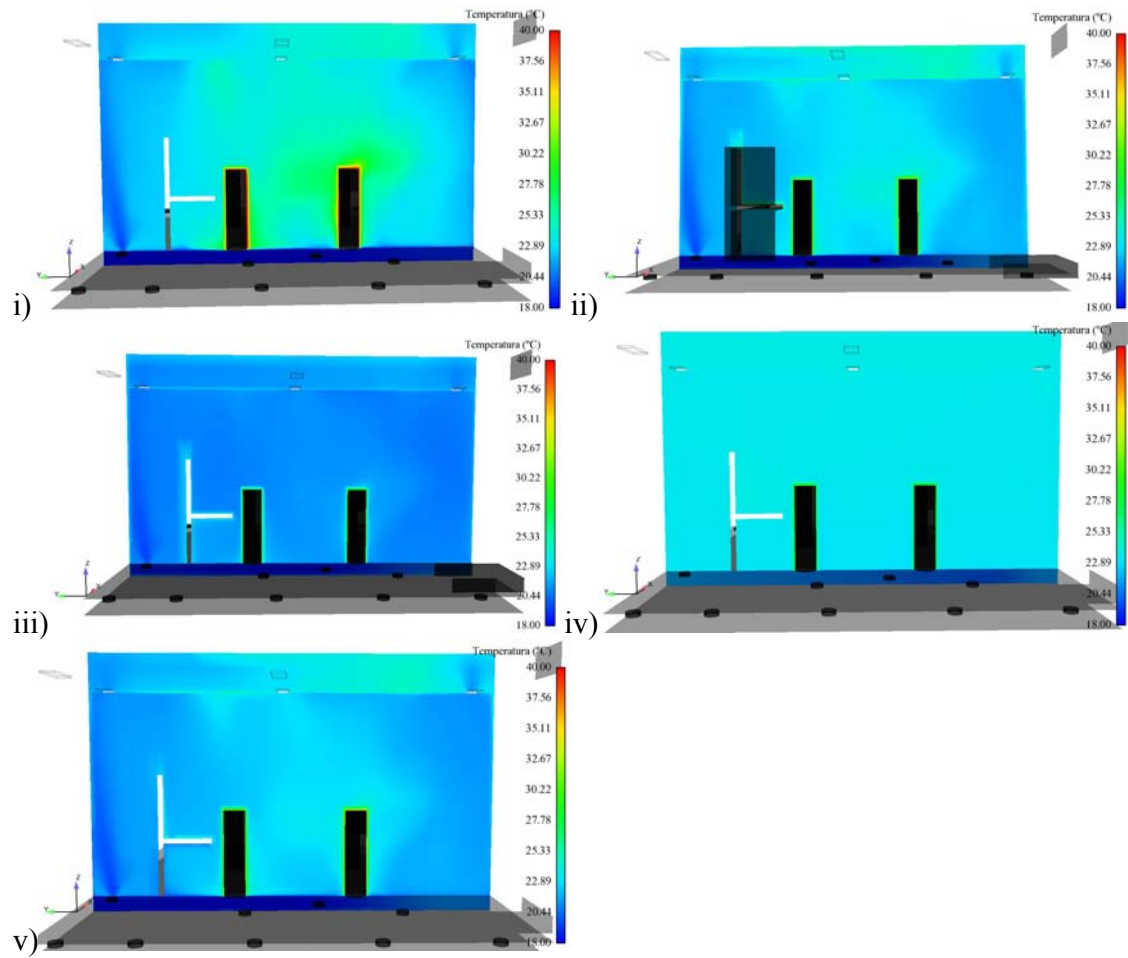


Figura 6-39: Campos de temperatura no plano B para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

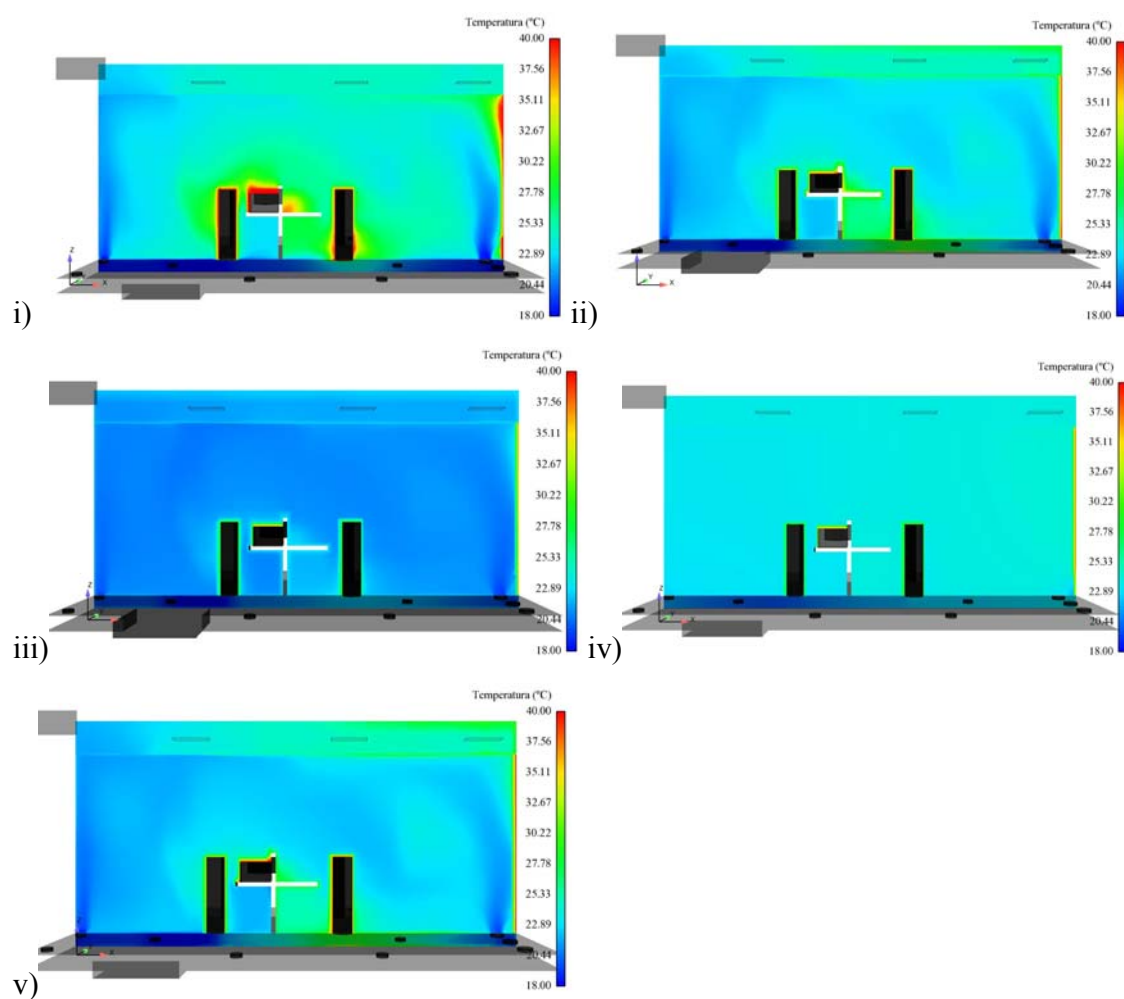


Figura 6-40: Campos de temperatura no plano C para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

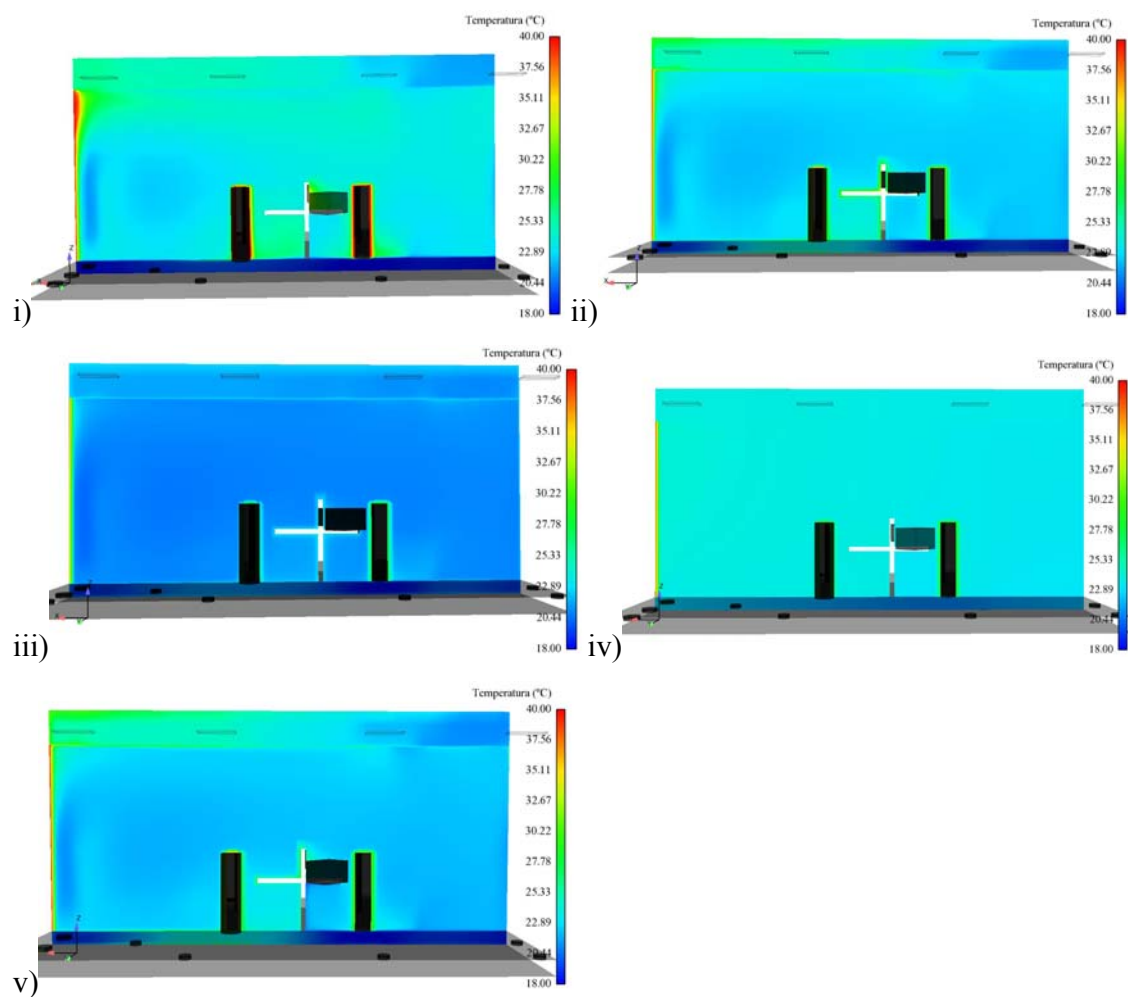


Figura 6-41: Campos de temperatura no plano D para o modelo de Boussinesq: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

Nas figuras 6-38 a 6-41 percebe-se claramente a discrepância entre os modelos P1 (iii) e Rosseland (iv) em relação aos demais. Confirmando o que havia sido visto nos gráficos, o modelo P1 tende a uma temperatura mais baixa em relação aos demais, enquanto o modelo Rosseland tende a uniformizar o campo de temperatura em todo o domínio.

Nota-se também que os modelos DO e DT apresentam resultados praticamente iguais, também confirmando o que tinha se verificado nos gráficos.

Observa-se que o modelo sem radiação apresenta gradientes de temperatura maiores que os modelos com radiação, e isso não foi possível de ser comparado nos gráficos.

Nos planos A, C e D é possível verificar uma região de maior temperatura na altura das pernas das pessoas, devido à estagnação do ar, o que pode vir a causar desconforto. Nesse caso se aplicaria uma das vantagens do insuflamento de ar pelo piso, a fácil mobilidade dos difusores, deslocando-se ao menos um difusor para essa região.

As figuras 6-42 a 6-46 representam os campos de temperatura para os planos citados, onde o modelo de densidade de gás-ideal é considerado e os vários modelos de radiação são comparados.

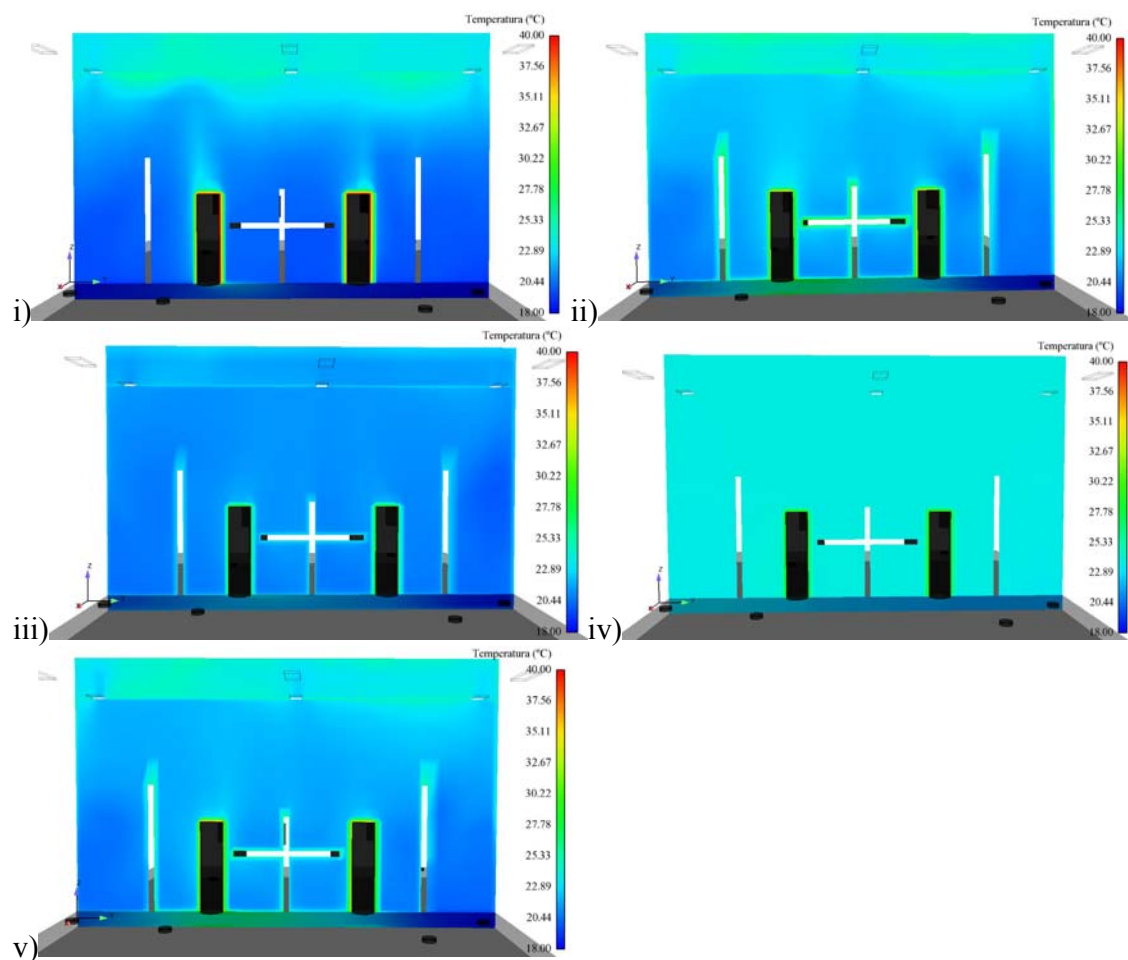


Figura 6-42: Campos de temperatura no plano A para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

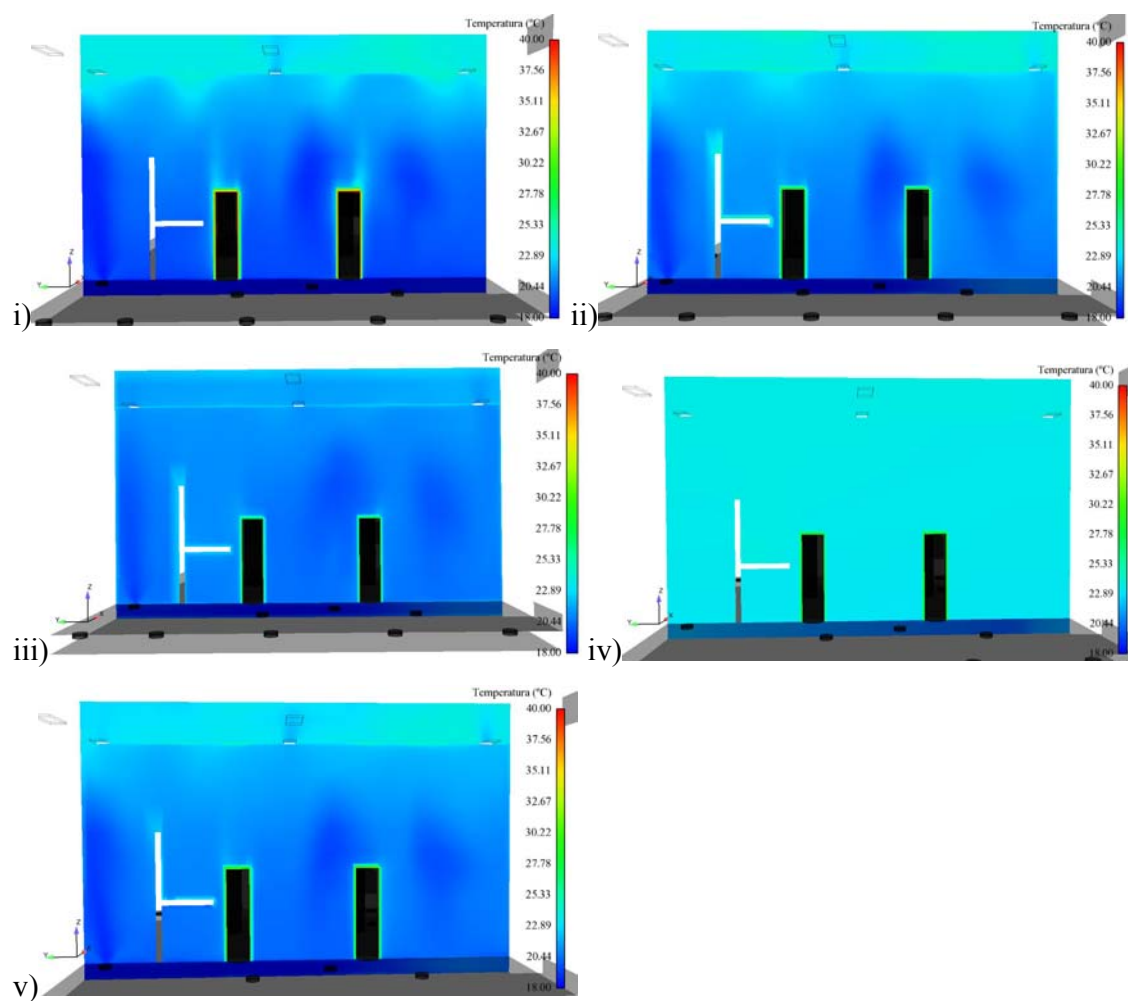


Figura 6-43: Campos de temperatura no plano B para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

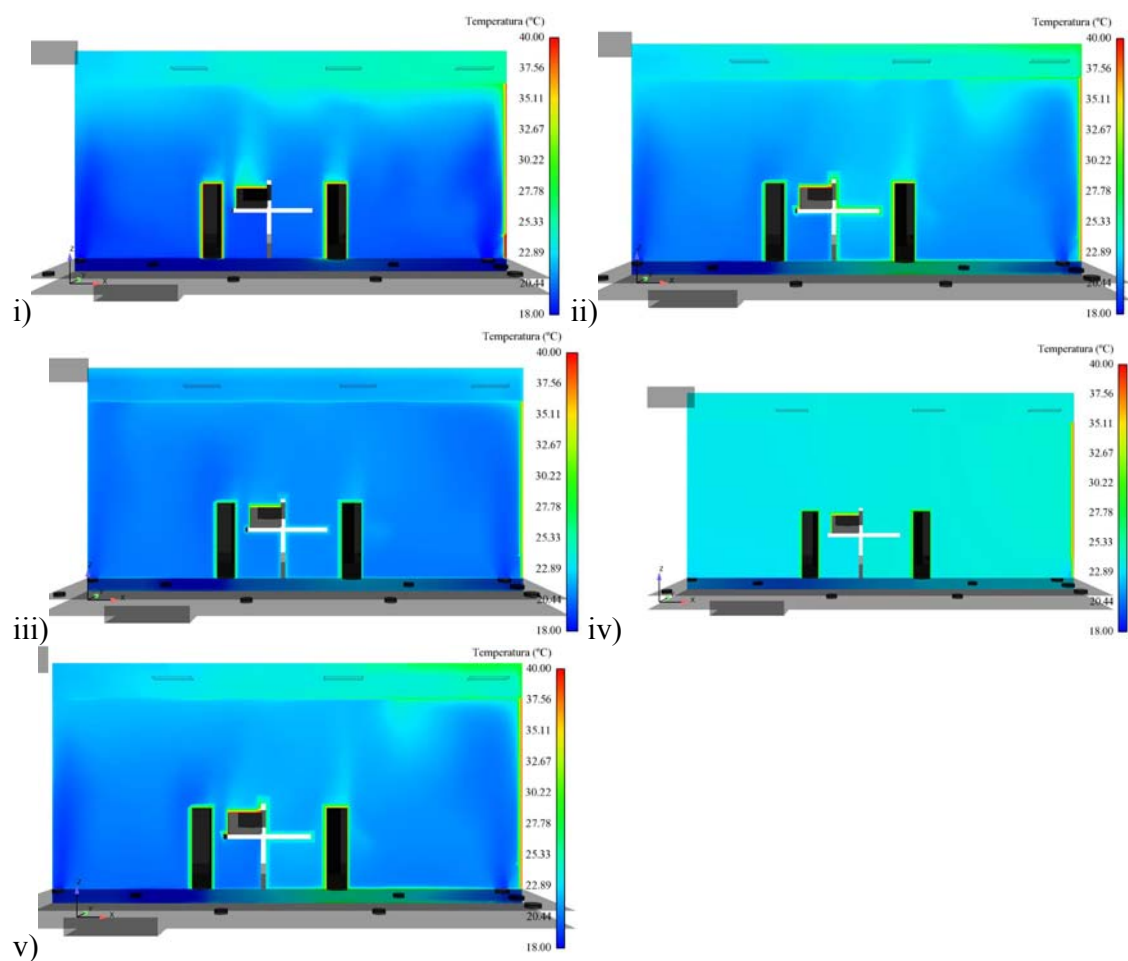


Figura 6-44: Campos de temperatura no plano C para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

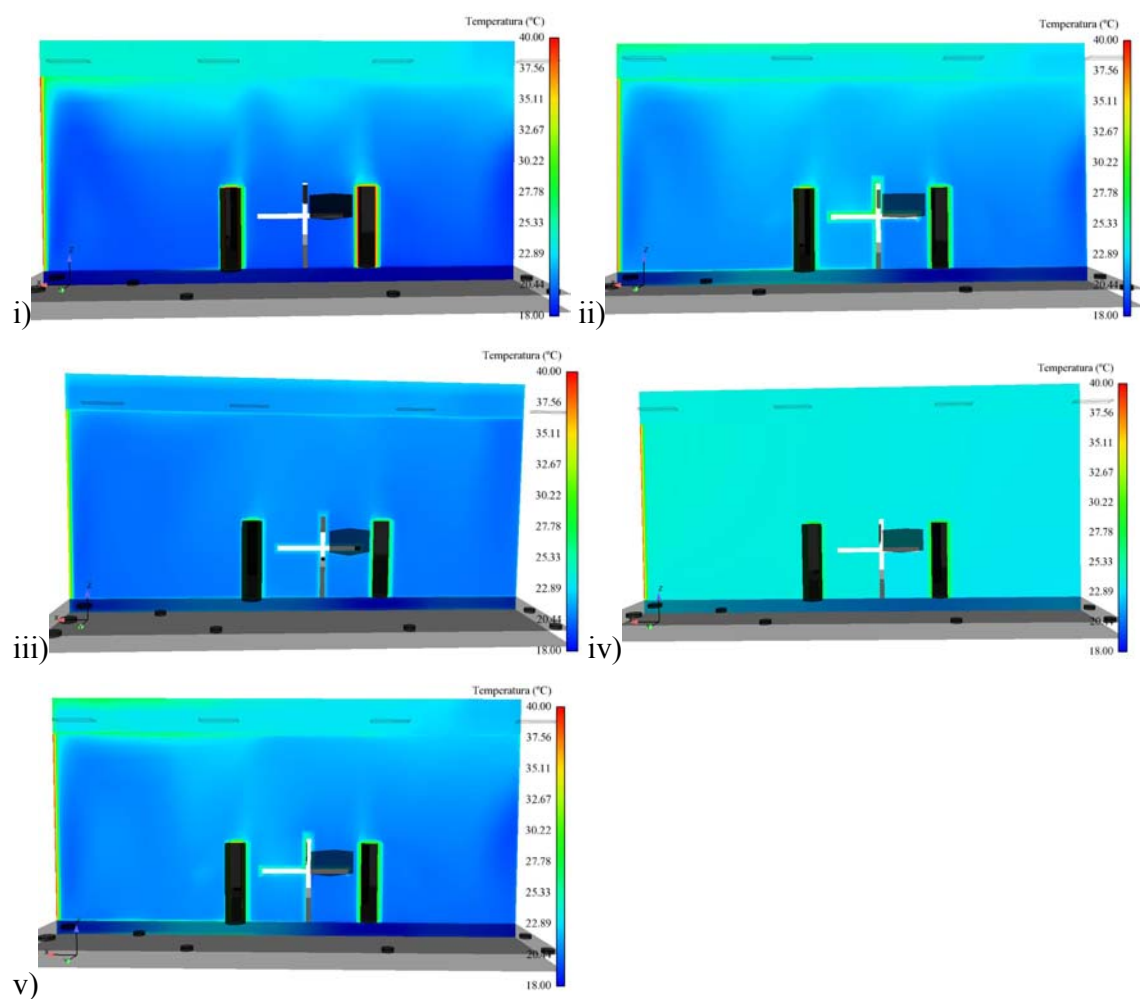


Figura 6-45: Campos de temperatura no plano D para o modelo de gás-ideal: i) sem radiação, ii) DO, iii) P1, iv) Rosseland e v) DT

Da mesma forma que o modelo de Boussinesq, os maiores gradientes de temperatura são observados para a simulação sem radiação. Por esse motivo nota-se nesse caso um maior efeito de convecção natural.

Conforme observado nos gráficos, os modelos DO e DT possuem o mesmo comportamento, Rosseland uniformiza a temperatura no domínio, e P1 tende a ter temperaturas mais baixas e uniformes.

Entretanto, comparando-se os modelos de Boussinesq com o de gás-ideal, nota-se que nesse último os gradientes de temperatura são menores, e não há efeitos de confinamento do ar. A figura abaixo mostra esse efeito, no plano A.

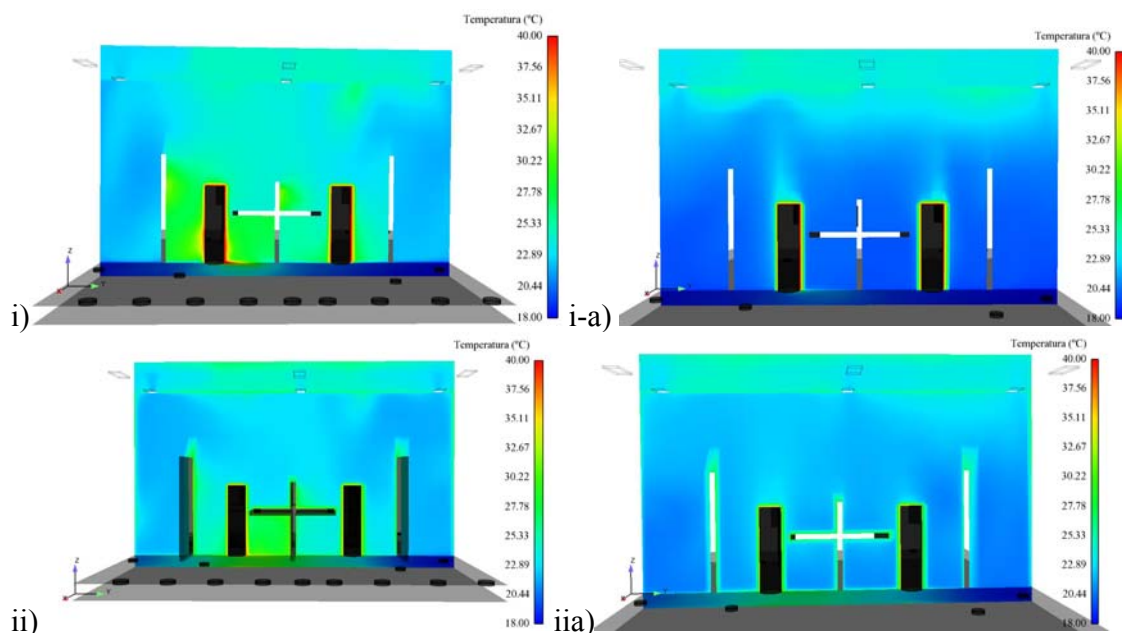


Figura 6-46: Campos de temperatura no plano A: i) Modelo de Boussinesq, sem radiação; i-a) Modelo de Boussinesq e DO; ii) Modelo de gás-ideal, sem radiação; ii-a) Modelo de gás-ideal e DO

A figura 6-47 mostra, para o modelo de gás-ideal e radiação DO, que os contornos de y^+ estão, em sua maior parte, dentro do recomendado para uma boa simulação com a aplicação de função de parede ($15 < y^+ < 300$).

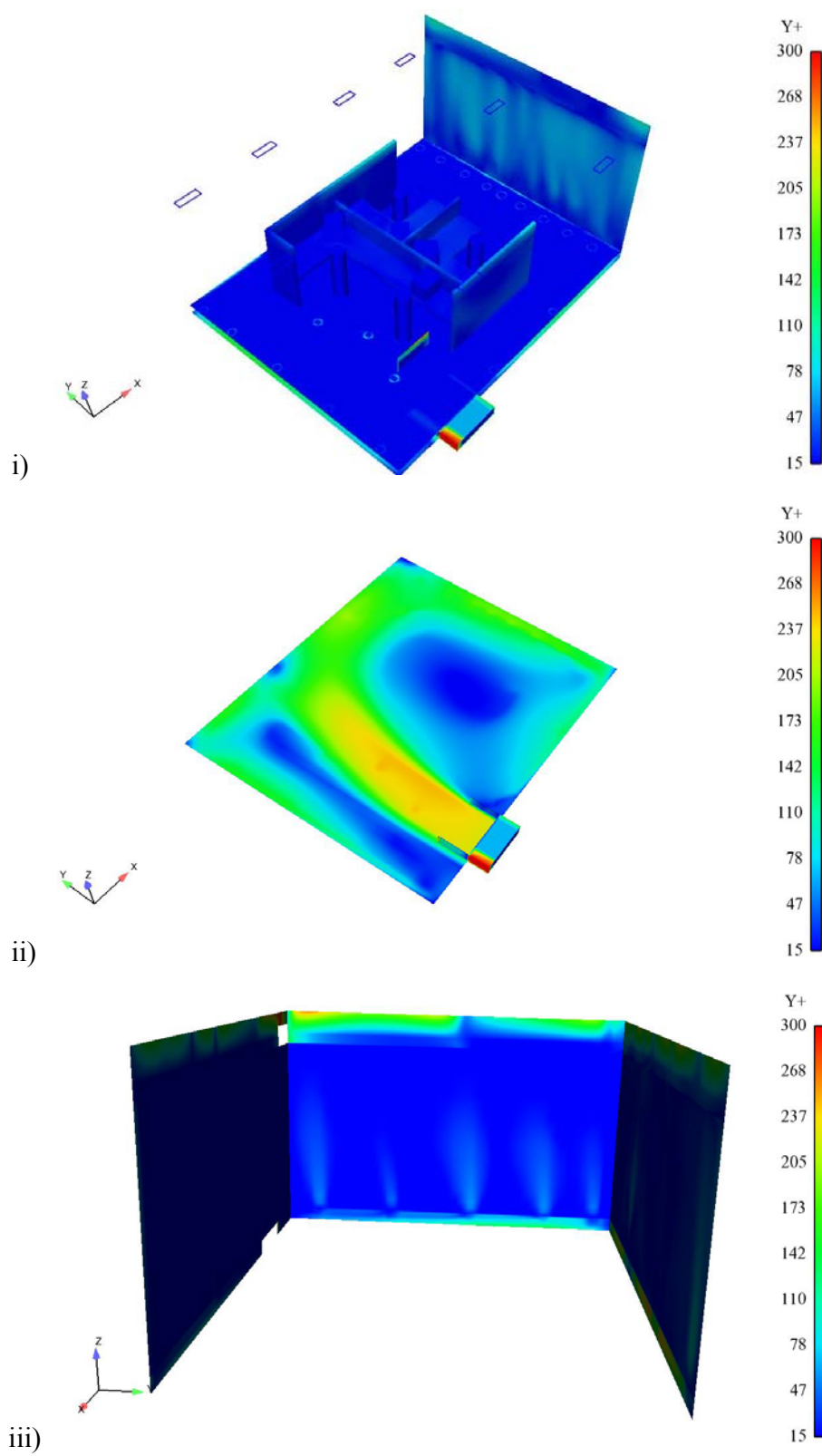


Figura 6-47: Contornos de y^+ para o i) piso da sala, divisórias e parede de insolação ii) piso do plenum

A figura 6-48 representa as temperaturas nas superfícies dos simuladores, divisórias e da parede de insolação, para o modelo de gás-ideal e radiação DO:

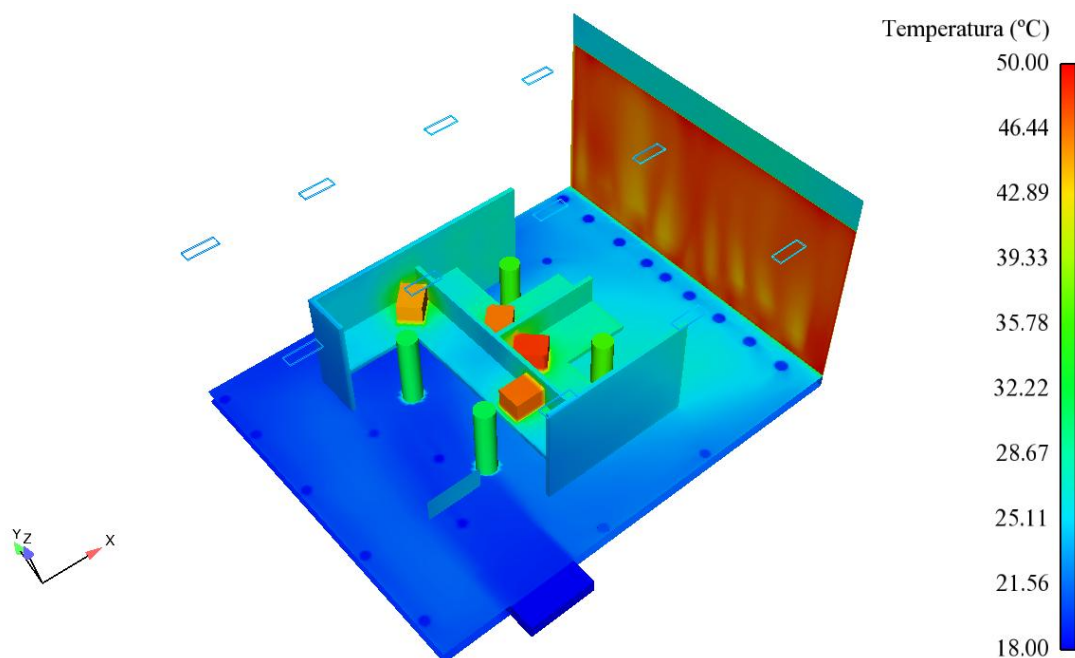
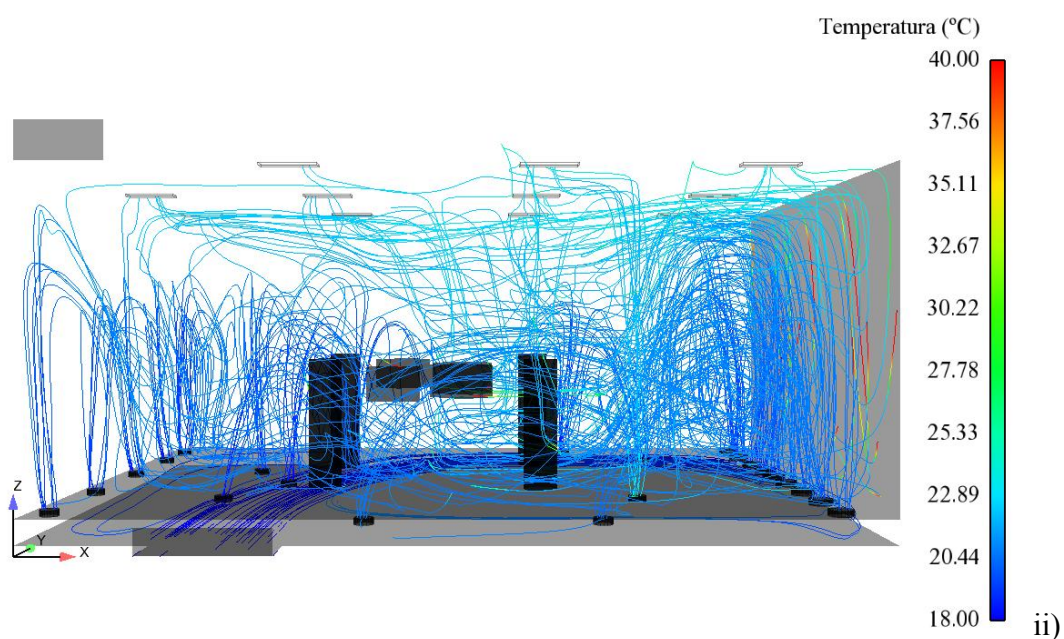


Figura 6-48: Contornos de temperaturas nas superfícies

Nota-se que a estação de trabalho onde o simulador 3 está localizado é que possui as maiores temperaturas. Isso é justificado pelo fato desta estação de trabalho estar localizada exatamente acima da zona de recirculação do plenum.

A figura 6-49 representa as linhas de corrente do escoamento coloridas por temperatura.

i)



ii)

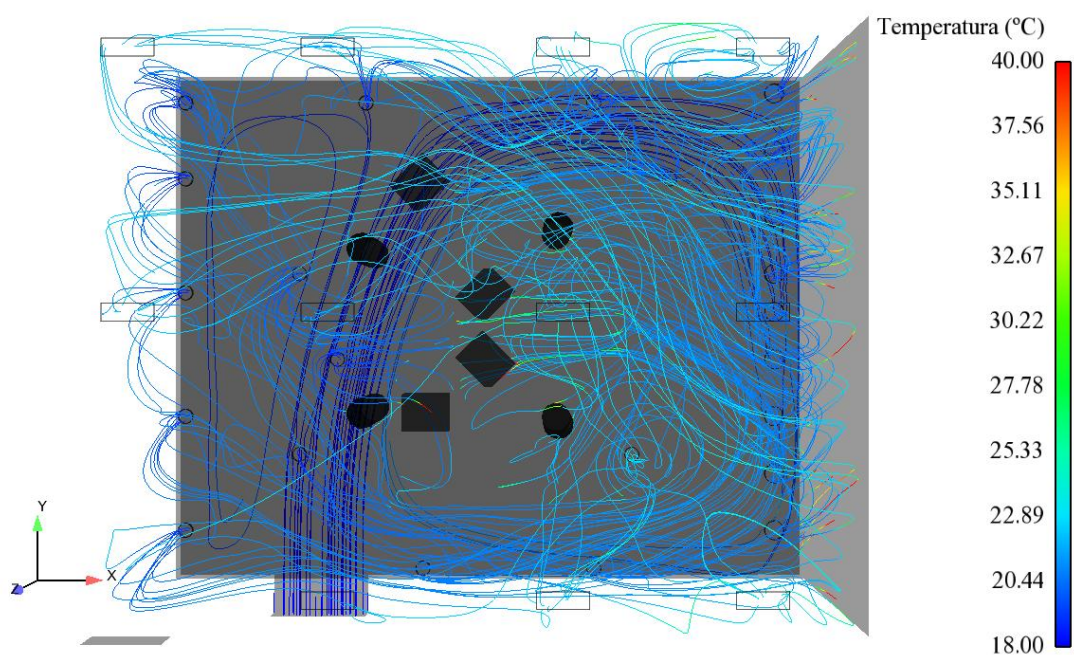


Figura 6-49: Linhas de corrente coloridas pela temperatura: i) vista lateral, ii) vista superior

Na ilustração inferior da figura 6-49 pode-se observar a recirculação na região do plenum. É possível observar também que o escoamento de ar frio, após entrar no ambiente pelos difusores, não atinge o teto, mas é bloqueado pelo colchão de ar quente que se encontra acima.

CAPÍTULO 7

COMENTÁRIOS FINAIS

Com o desenvolvimento do presente trabalho foi possível verificar a sensibilidade de resultados de simulação utilizando diferentes modelos de radiação e de densidade do ar. Verificou-se que não há diferenças significativas entre os modelos de densidade gás-ideal e gás-ideal-incompressível, e entre a hipótese de Boussinesq e densidade constante. Dessa forma as simulações que se seguiram levaram em conta apenas o modelo de gás-ideal, por ser mais completo em relação ao gás-ideal-incompressível, e a hipótese de Boussinesq, por ser mais condizente com a física do problema em relação ao modelo de densidade de ar constante.

Verificou-se também que, em geral, a hipótese de Boussinesq se aproxima mais dos resultados experimentais quantitativamente, ou seja, os valores de temperatura estão mais próximos, enquanto o modelo de gás-ideal é melhor qualitativamente, ou seja, a tendência das curvas é mais parecida.

Pode-se inferir que a melhor combinação entre custo computacional e acurácia dos resultados é quando se aplica o modelo de densidade do ar de gás-ideal, por se aproximar qualitativamente, e o modelo de radiação DO, por ser mais rápido em relação ao modelo DT.

No início das simulações foi realizada uma análise de sensibilidade dos resultados em função da velocidade tangencial imposta nas saídas dos difusores. Verificou-se uma grande influência dessa variável, porém utilizou-se o valor adotado por Pustelnik, 2005 de 0,3 m/s. Como continuação do presente trabalho pode-se sugerir a real simulação, e não modelagem, dos difusores, porém será necessário uma máquina com muita memória pois há muitos “gaps” na geometria real dos difusores, o que acarretará numa malha muito grande.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE 55: 2004, “Thermal environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers”, Inc. Atlanta.
- DAVID, J., 1984, Underfloor air conditioning. “In: Journal of the Chartered Institution of Building Services”. August.
- FANGER, P.O., 1972, “Thermal comfort: Analysis and applications in environmental engineering”. New York, McGraw-Hill Book Company.
- FLUENT, 2005, “FLUENT User’s Guide”, Version 6.2.16. FLUENT Inc. Lebanon – NH, USA.
- GAMEIRO DA SILVA, M. C., 2002. Measurements of comfort in vehicles. “Meas. Sci. Technol”. 13 (2002) R41 – R60 PII: S095-0233(02)27461-5.
- HOSNI, M. H., GUAN, Y., JONES, B. W.; GIELDA, T. P., 2003, Investigation of human thermal comfort under highly transient conditions for automotive applications – Part 1: Experimental Design and Human Subject Testing Implementation. “ASHRAE Transactions” KC-03-13-1.
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A. 2001. 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. “Sistema de ar condicionado com insuflamento pelo piso em ambientes de escritórios: Avaliação do conforto térmico e condições de operação”. (Tese de Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, 162 p.
- MADSEN, T. L.; OLESEN, B.; REID, K. (1986). New methods for evaluation of the thermal environment in automotive vehicles, “ASHRAE Transactions” 92 part 1B, 38-54.
- NILSSON, H.O. (2004). “Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation modes. Stockholm”. Tese (Doutorado) – Department of Technology and Built Environment – University of Gävle, Sweden. 202p.

- 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., 2005. “Avaliação numérica de ambientes com insuflamento de ar frio pelo piso”. Dissertação (Mestrado) – PME: Departamento de Engenharia Mecânica – Escola Politécnica da Universidade de S. Paulo, São Paulo. 109p.
- 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.
- TRIBESS, Arlindo; FERREIRA, Tales Adriano; STANCATO, Fernando; SANTOS, Luiz Carlos de Castro; PUSTELNIK, Marcelo. Analysis of cooling package inside an aircraft cabin. In: COBEM 2005 – 17th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto , 2005.
- XU, H.; NIU, J., 2005. Numerical procedure for predicting annual energy consumption of the under-floor air distribution system. In: “Energy and Buildings”. v.38.