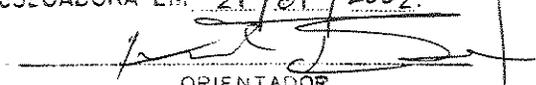


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR JORGE RECARTE  
HENRIQUEZ GUERRERO E APROVADA PELA  
COMISSÃO JULGADORA EM 21/01/2002

  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

## **Modelagem e Análise de Janelas Térmicas**

Autor : **Jorge Recarte Henríquez Guerrero**  
Orientador: **Kamal A.R. Ismail**

03/2002

**UNICAMP**  
**BIBLIOTECA CENTRAL**  
**SEÇÃO CIRCULANTE**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

## **Modelagem e Análise de Janelas Térmicas**

**Autor : Jorge Recarte Henríquez Guerrero  
Orientador: Kamal A.R. Ismail**

**Curso: Engenharia Mecânica.  
Área de concentração: Térmica e Fluidos**

**Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.**

**Campinas, 21 de janeiro de 2002  
S.P. - Brasil**

engenharia

UNIDADE	38
Nº CHAMADA/UNICAMP	H395m
V	FX
TOL	48878
	16.837102
PREÇO	R\$11,00
DATA	08/05/02
Nº CPD	

CM00167131-4

313 ID 239284

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

H395m      Henríquez Guerrero, Jorge Recarte  
 Modelagem e análise de janelas térmicas / Jorge  
 Recarte Henríquez Guerrero. --Campinas, SP: [s.n.], 2002.

Orientador: Kamal A. R. Ismail.  
 Tese (doutorado) - Universidade Estadual de  
 Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Análise numérica. 2. Ar - Escoamento. 3. Análise  
 térmica. 4. Radiação solar. 5. Arquitetura e radiação  
 solar. 6. Energia solar. I. Ismail, Kamal. A. R. II.  
 Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
 Engenharia Mecânica. III. Título.

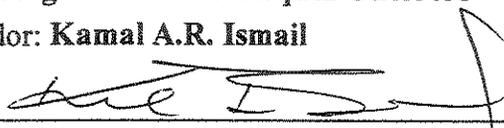
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

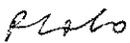
**TESE DE DOUTORADO**

**Modelagem e Análise de Janelas Térmicas**

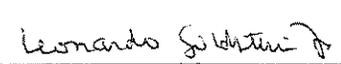
**Autor : Jorge Recarte Henríquez Guerrero**

**Orientador: Kamal A.R. Ismail**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Kamal A.R. Ismail, Presidente**  
**FEM-UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Pio Caetano Lobo**  
**EFEI**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Isaías de Carvalho Macedo**  
**Reitoria-UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Leonardo Goldstein Jr.**  
**FEM-UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Carlos A. Carrasco Altemani**  
**FEM-UNICAMP**

Campinas, 21 de janeiro de 2002

## **Dedicatória:**

Dedico este trabalho a duas mulheres que me fortalecem;

À minha querida esposa e companheira, Valkiria.

A minha mãe com amor.

## **Agradecimentos:**

Não poderia finalizar esta tese sem deixar registrados os meus agradecimentos a diversas pessoas que, de uma ou outra forma, foram importantes no decorrer deste trabalho.

A meu querido amigo, mestre e orientador prof. Dr. Kamal A.R. Ismail, pela amizade de longos anos, pelo seu apoio e confiança que tem depositado em mim e principalmente pela orientação deste trabalho.

A Valkiria, minha esposa, que soube ter paciência e me brindou de todo seu apoio nos momentos mais difíceis.

A minha família que deixei no Chile. Apesar da distância sempre recebi o carinho, apoio e incentivo de meus pais, irmãos e demais parentes.

A minha segunda pátria, este grande país chamado Brasil, que me recebeu de braços abertos e contribuiu na minha formação profissional

Ao CNPq pelo financiamento desta pesquisa.

Aos amigos do DETF e da FEM, Oscar Hernandez, Valdisley Martinelli, Flavio Tambellini, Iraci Machado, Renata Andrade, Júlio Dainezi, Hélio Carlos Bortolon, Carlos Salinas, Henrique Argentieri, Tânia Margarete da Silva, por todos os momentos descontraídos, as discussões sérias sobre os assuntos mais variados ou pela simples convivência.

À secretária do Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos, “Cleusinha” de Vasconcelos Lima, pela sua constante disposição e ajuda.

Ao pessoal da Coordenação de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, em especial a Sônia A. Galanti de Oliveira e Silvana C. R. Magalhães.

Aos meus sogros, Dona Elsa e Benedito Pires, que na ausência dos meus pais tem sido como tais para mim.

A meu amigo João Batista Campos Silva pela amizade e pela sua sabedoria.

As minhas queridas amigas Edna Santiago Benta e Maria das Graças Enrique da Silva pelo carinho, amizade, bom humor e principalmente, pelos gratos momentos que compartilhamos.

Ao amigo Rogério Monteiro, pela amizade e colaboração incondicional. Sempre lembrarei de nossas discussões sérias e das palhaçadas aprontadas no laboratório. Desejo-lhe muito sucesso.

Aos técnicos do DETF, principalmente aos amigos Setembrino Vaz Silva Neto, Wilton Furquin e Luiz Zanaga.

Aos professores do curso e em especial ao Prof. Dr. Leonardo Goldstein Jr. que me desvendou os segredos da radiação térmica; ao Prof. Dr. Carlos A.C. Altemani, de quem aprendi muito e admiro; e ao prof. Dr. Waldyr L. R. Gallo de quem ganhei valiosos ensinamentos, através das disciplinas que cursei com ele e da sua invejável didática.

*A imaginação é mais importante do que o conhecimento.*

Albert Einstein

## Resumo:

HENRÍQUEZ, Jorge Recarte Guerrero, *Modelagem e Análise de Janelas Térmicas*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002. 279 p. Tese (Doutorado)

Janelas com fluxo de ar ou janelas ventiladas representam um potencial conceito como janelas termicamente efetivas. No presente estudo é investigado numericamente o comportamento térmico de uma janela ventilada. Esta janela é composta de duas placas de vidro formando um canal. Ar vindo do ambiente interno escoava entre as placas removendo o calor solar e sai pela abertura no topo da janela. O sistema é modelado usando as equações da continuidade, quantidade de movimento e conservação da energia, na sua forma bidimensional e transiente. A radiação solar incidente e a temperatura do ambiente externo são levadas em conta no modelo e assumidas variando no tempo. Estas equações são resolvidas numericamente fazendo uso do método de diferenças finitas com um esquema ADI. São determinados os campos de velocidade e temperatura para diferentes condições de contorno. Também é avaliado o desempenho térmico da janela ventilada.

Palavras chaves

Janelas ventiladas, Simulação numérica, Análise térmica de janelas, Radiação solar.

## **Abstract:**

HENRÍQUEZ, Jorge Recarte Guerrero, *Modelagem e Análise de Janelas Térmicas*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002. 279 p. Tese (Doutorado)

Air flow windows or ventilated windows represent a potential concept as thermally effective windows. In the present study the thermal behavior of a ventilated window is investigated numerically. This window is composed of two glass plates forming an open channel and indoor air passing between the panes removes the solar heat. This air then exits through an outlet at the top of the window. The system model is based upon two dimensional and unsteady representations using the continuity, momentum and energy equations. The incident solar radiation and the temperature of the external ambient are considered and assumed varying in the time. The equations were solved numerically using a finite difference method with an ADI scheme. The velocity and the temperature fields were obtained under different insulation conditions and the thermal performance of ventilated windows was evaluated.

## Key Words

Air flow system, ventilated window, Numerical analysis, Thermal analysis of windows, Solar radiation.

# Índice

Lista de Figuras .....	iv
Lista de Tabelas .....	xiii
Nomenclatura .....	xiv
<b>1. Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1 Considerações iniciais.....	1
1.2 Motivação e identificação do problema.....	10
1.3 Objetivo Geral.....	11
1.4 Objetivos específicos .....	12
1.5 Apresentação da tese.....	13
<b>2. Revisão da Literatura</b> .....	<b>15</b>
2.1 Introdução .....	15
2.2 Dispositivos de sombreamento.....	16
2.3 Tecnologia de janelas .....	18
2.3.1 Filmes seletivos .....	18
2.3.2 Janelas evacuadas .....	22
2.3.3 Janelas com gases absorventes .....	25
2.3.4 Janelas com aerogel e material de mudança de fase .....	29
2.3.5 Janelas ventiladas.....	31
2.3.6 Janelas inteligentes .....	35
2.4 Trabalhos experimentais .....	38
2.5 Escoamento em canais .....	39
<b>3. Revisão de conceitos fundamentais</b> .....	<b>43</b>

3.1	Introdução .....	43
3.2	Coefficientes Convectivos.....	43
3.2.1	Coefficiente convectivo na superfície externa.....	45
3.2.2	Coefficiente convectivo na superfície interna .....	51
3.2.3	Coefficientes convectivos entre placas.....	53
3.2.3.1	Coefficientes convectivos numa cavidade fechada.....	54
3.2.3.2	Coefficientes convectivos num canal de placas paralelas .....	59
3.3	Modelo para radiação solar incidente e temperatura ambiente externa.....	69
3.3.1	Radiação solar.....	69
3.3.1.1	Ângulos solares.....	72
3.3.1.2	Modelo de radiação solar.....	75
3.3.2	Temperatura ambiente externa .....	78
3.4	Revisão das Propriedades óticas de vidros .....	80
3.4.1	Efeito da absorção no meio .....	86
3.4.2	Janelas de vidros duplos.....	88
3.5	Parâmetros para avaliação do desempenho de janelas .....	93
3.5.1	Coefficiente global de transferência de calor $U$ e Resistência Térmica $R$ .....	97
3.5.2	Coefficiente de Ganho de Calor Solar $F$ .....	100
3.5.3	Coefficiente de Sombreamento ( $SC$ ).....	106
3.5.4	Parâmetros de avaliação em sistemas de janelas complexas.....	106
3.5.5	Procedimento de cálculo do desempenho do sistema em estudo .....	107
4.	<b>Janela de vidro simples</b> .....	110
4.1	Introdução .....	110
4.2	Modelo matemático .....	110
4.3	Solução numérica .....	112
4.3.1	Equações discretizadas.....	114
4.3.2	Algoritmo de solução.....	124
4.3.3	Validação do código computacional.....	126
4.4	Resultados .....	131
5.	<b>Escoamento forçado numa janela ventilada - análise simplificado</b> .....	146
5.1	Introdução .....	146
5.2	Caraterização do problema fisico .....	147

5.3 Modelo matemático .....	149
5.3.1 Balanço de energia no volume de controle situado no fluido .....	150
5.3.2 Balanço de energia no volume de controle situado no vidro externo.....	150
5.3.3 Balanço de energia no volume de controle situado no vidro interno.....	151
5.4 Solução das equações diferenciais do modelo .....	153
5.5 Troca de calor radiante entre placas paralelas.....	155
5.5.1 Troca de calor radiante entre placas paralelas não isotérmicas.....	161
5.5.2 Cálculo dos fatores de forma.....	164
5.6 Resultados e conclusões parciais.....	171
<b>6. Escoamento natural numa janela ventilada: modelo completo .....</b>	<b>181</b>
6.1 Introdução .....	181
6.2 Modelo matemático .....	182
6.3 Solução numérica .....	191
6.3.1 Equação da Quantidade de Movimento - Campos de velocidades $u$ e $v$ .....	196
6.3.2 Equação da Conservação da Energia - Campo de temperatura $T$ .....	201
6.3.3 Resolução do sistema de equações discretas.....	215
6.3.4 Validação do programa numérico.....	223
6.3.4.1 Teste de malha .....	223
6.3.4.2 Validação por comparação .....	228
6.4 Resultados.....	234
6.4.4 Condições de aquecimento constante .....	235
6.4.5 Condições de aquecimento variável .....	254
<b>7. Conclusões e sugestões para futuros trabalhos .....</b>	<b>260</b>
7.1 Conclusões .....	260
7.2 Sugestões para futuros trabalhos .....	262
<b>Referências Bibliográficas.....</b>	<b>264</b>
<b>Apêndice A .....</b>	<b>278</b>

## Lista de Figuras

Figura 1.1 Admissão de calor e mecanismos de transferência de calor sobre uma janela .....	3
Figura 1.2 Esquema de uma janela ventilada e os mecanismos de transferência de calor presentes. ....	11
Figura 2.1 Soluções clássicas para o controle passivo do ganho de calor solar; (a) toldo (b) toldo com laminas tipo persianas (c) persiana enrolada. ....	16
Figura 2.2 Resposta espectral ideal de filmes seletivos para aplicações residenciais e comerciais: (a) climas frios (b) climas quentes.....	20
Figura 2.3 Estrutura de uma janela evacuada: <i>Adaptado do CADDET(2001)</i> . ....	23
Figura 2.4 Coeficiente global de transferência de calor numa janela de vidro duplo claro preenchida com gás absorvente: adaptado de Elmahdy e Comick(1988).....	27
Figura 2.5 Coeficiente global de transferência de calor numa janela de vidro duplo com camadas de baixa emissividade preenchida com gás absorvente: adaptado de Elmahdy e Comick(1988).....	27
Figura 2.6 Deformação numa janela de vidro duplo com gás devido a mudanças na pressão e temperatura.....	28
Figura 2.7 janela de vidro triplo com gás criptônio. ....	29
Figura 2.8 Curvas de transmitância em função do comprimento de onda .....	31
Figura 2.9 Esquema de uma janela ventilada. ....	32
Figura 2.10 Controle de ganho de calor e luminosidade com janelas ventiladas com venezianas integradas no sistema. ....	35
Figura 2.11 Esquema de uma janela eletrocromica. ....	36
Figura 2.12 Protótipo de janelas eletrocromicas.....	37

Figura 3.1 Convecção num sistema de janela: (a) janela de vidro simples (b) Janela de vidro duplo selada (c) Janela de vidro duplo ventilada. ....	44
Figura 3.2 Convecção natural numa cavidade aquecida nas laterais. ....	54
Figura 3.3 Combinação de condições de contorno nas superfícies das placas do canal. ....	65
Figura 3.4 distribuição espectral da energia solar.....	71
Figura 3.5 Ângulos solares e incidência de radiação para uma superfície inclinada.....	72
Figura 3.6 Componentes da radiação solar incidente.....	74
Figura 3.7 Curva típica de radiação solar incidente sobre uma superfície vertical gerada com o modelo e para incidência normal sobre a superfície.....	78
Figura 3.8 Curva interpolada do fator $f$ em função do tempo.....	79
Figura 3.9 Variação horária da temperatura ambiental gerada com o modelo.....	79
Figura 3.10 Propriedades espectrais para vidro comum de 3mm de espessura (a) transmitância e absorptância espectral (b) refletância espectral.....	80
Figura 3.11 Fenômeno de refração quando um raio de luz passa de um meio para outro.....	83
Figura 3.12 Modelo de múltiplas reflexões aplicada a uma placa de vidro simples.....	84
Figura 3.13 Índice de refração do vidro em função do comprimento de onda.....	85
Figura 3.14 Múltiplas reflexões numa placa de vidro considerando absorção de radiação.....	87
Figura 3.15 Múltiplas reflexões na placa externa (ou placa 1) dos sistema vidro duplo, sob incidência de radiação $I$ proveniente do ambiente externo.....	88
Figura 3.16 Múltiplas reflexões na placa interna (ou placa 2) do sistema vidro duplo, sob incidência de radiação $\tau_{\lambda,1}I$ que foi transmitida pela placa 1.....	89
Figura 3.17 Múltiplas reflexões na placa 1 da radiação incidente $\rho_{\lambda,2}\tau_{\lambda,1}I$ que resulta da reflexão na placa 2.....	90
Figura 3.18 Análise global das múltiplas reflexões num conjunto vidro duplo.....	91
Figura 3.19 Balanço de fluxos radiativos em cada placa dos sistema vidro duplo; (a) placa externa ou placa 1, (b) placa interna ou placa 2.....	92
Figura 3.20 Janela simples e fluxos de calor entrando e saindo do sistema.....	94
Figura 3.21 Coeficiente $U$ para uma janela simples escrita em termos das resistências térmicas.....	99
Figura 3.22 Fluxos de calor numa janela simples e circuito térmico correspondente.....	102

Figura 3.23 Fluxos de calor numa janela de vidros duplos e circuito térmico correspondente. ....	104
Figura 3.24 Características da janela para o cálculo do $F_{\text{Padrão}}$ .....	107
Figura 3.25 Diagramas de janelas simples e duplas para a dedução do ganho de calor total sob condições complexas de operação. ....	109
Figura 4.1 Fluxos de calor presente numa janela de vidro simples .....	111
Figura 4.2 Domínio focalizado no vidro da janela e os fluxos de calor presente .....	112
Figura 4.3 Esquema de implementação do método ADI.....	114
Figura 4.4 Malha empregada para discretizar as equações do problema. ....	114
Figura 4.5 Ponto genérico dentro da placa de vidro, $i = 2 \Rightarrow n$ e $j = 2 \Rightarrow m$ .....	115
Figura 4.6 Pontos na fronteira externa do domínio submetido a uma condição de contorno de convecção e radiação, $i = 2 \Rightarrow n$ e $j = 1$ .....	116
Figura 4.7 Pontos na fronteira externa em contato com uma superfície adiabática.....	118
Figura 4.8 Pontos dentro do vidro em contato com uma superfície adiabática .....	120
Figura 4.9 Pontos na superfície interna do domínio submetido a uma condição de contorno de convecção e radiação, $i = 2 \Rightarrow n$ ; $j = m + 1$ .....	121
Figura 4.10 Pontos na fronteira interna em contato com uma superfície adiabática. ....	122
Figura 4.11 Representação do processo de absorção de radiação solar, (a) radiação absorvida ao longo da distância $\Delta y$ (b) radiação absorvida na distância $\Delta y$ e computada no nó $j$ .....	124
Figura 4.12 Fluxograma do código computacional implementado.....	125
Figura 4.13 Teste de malha na direção $x$ para condição de intensidade de radiação solar constante na superfície da placa de vidro. ....	127
Figura 4.14 Teste de malha na direção $y$ para condição de intensidade de radiação solar constante na superfície da placa de vidro. ....	128
Figura 4.15. Teste do passo de tempo adotado para condição de intensidade de radiação solar constante na superfície da placa de vidro e para uma malha de $100 \times 20$ .....	129
Figura 4.16 Esquema da placa plana aquecida sob condições convectivas simétricas. ....	129
Figura 4.17 Comparação entre solução numérica e exata. ....	130
Figura 4.18 Ganho de calor total para uma janela de vidro simples de 3mm de espessura. ....	132

Figura 4.19 Coeficiente de ganho de calor solar para uma janela de vidro simples de 3 mm de espessura. ....	132
Figura 4.20 Coeficiente de sombreamento para uma janela de vidro simples de 3mm de espessura. ....	133
Figura 4.21 Ganho de calor total para uma janela de vidro simples de 8mm de espessura. ....	134
Figura 4.22 Coeficiente de ganho de calor solar para uma janela de vidro simples de 8 mm de espessura. ....	135
Figura 4.23 Coeficiente de sombreamento para uma janela de vidro simples de 8mm de espessura. ....	135
Figura 4.24 Comparação do ganho de calor total para janelas de vidro simples de diferentes espessuras. ....	136
Figura 4.25 Coeficiente de ganho de calor solar para janelas de vidro simples com diferentes espessuras das placas de vidro. ....	136
Figura 4.26 Coeficiente de sombreamento para janelas de vidro simples formadas por placas de vidro de diferentes espessuras. ....	137
Figura 4.27 Coeficiente de ganho de calor solar médio em função da espessura do vidro. ....	137
Figura 4.28 Coeficiente de sombreamento médio em função da espessura do vidro. ....	138
Figura 4.29 Ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo para diferentes espessuras de vidro. ....	139
Figura 4.30 Coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) para janelas de diferentes espessuras de vidro. ....	139
Figura 4.31 Coeficiente global de transferência de calor médio em função da espessura do vidro. ....	140
Figura 4.32 Ganho de calor em função do tempo para uma janela de vidro simples com vidro de 6mm de espessura. ....	141
Figura 4.33 Ganho de calor em função do tempo para uma janela de vidro simples com vidro de 8mm de espessura. ....	141
Figura 4.34 Comparação entre o calor total ganho para janelas com três diferentes espessuras de vidro. ....	142
Figura 4.35 Ganho de calor solar para janelas com diferentes espessuras de vidro. ....	142
Figura 4.36 Ganho de calor devido exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo para diferentes espessuras de vidro. ....	143

Figura 4.37 Coeficiente de ganho de calor solar para diferentes espessuras de vidro em função da hora solar. ....	143
Figura 4.38 Coeficiente de sombreamento em função da hora solar para diferentes espessuras de vidro.....	144
Figura 4.39 Coeficiente de ganho de calor solar médio para diferentes espessuras de vidro. ....	145
Figura 4.40 Coeficiente de sombreamento médio para vidros de diferentes espessura. ....	145
Figura 5.1 Esquema da janela ventilada com o volume de controle em linha tracejada para o análise. ....	147
Figura 5.2 Modos de transferência de calor numa janela de vidro duplo ventilada. ....	148
Figura 5.3 Volumes de controle ao longo do canal.....	149
Figura 5.4 Volume de controle elementar no fluido. ....	150
Figura 5.5 Volume de controle nos vidros (a) externo e (b) interno.....	151
Figura 5.6 Fluxo de calor radiativos sobre uma superfície.....	156
Figura 5.7 Troca de calor radiante numa cavidade genérica formada por $n$ superfícies.....	157
Figura 5.8 Cavidade formada por duas placas paralelas e duas superfícies imaginarias. ....	160
Figura 5.9 Troca de calor radiante entre o elemento $i$ e os elementos da placa 2 .....	161
Figura 5.10 Parâmetros envolvidos no calculo do fator de forma. ....	164
Figura 5.11. Sistema de coordenadas adotado para o cálculo de fator de forma entre dois elementos das placas (elemento $i$ e elemento $k$ ).....	168
Figura 5.12 Geometria usada para testar o método.....	170
Figura 5.13 Temperatura na altura média da janela para vidro externo em função da malha empregada. ....	172
Figura 5.14 Temperatura na altura média da janela para o fluido em função da malha empregada. ....	172
Figura 5.15 Temperatura na altura média da janela para o vidro interno em função da malha empregada.....	173
Figura 5.16 Variação da temperatura para uma vazão de $1,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ .....	173
Figura 5.17 Variação da temperatura para uma vazão de $7,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ .....	174
Figura 5.18 Efeito da vazão sobre a temperatura do vidro interno da janela. ....	174
Figura 5.19 Ganho de calor total em função da hora solar.....	175

Figura 5.20 Efeito da temperatura de entrada do fluido sobre a temperatura do vidro interno.....	175
Figura 5.21 Comparação entre o calor ganho devido à presença ou não de radiação solar incidente $1,0 \times 10^{-3} [kg / s / m]$ .....	176
Figura 5.22 Comparação entre o calor ganho devido à presença ou não de radiação solar incidente, vazão de $7,2 \times 10^{-3} [kg / s / m]$ .....	177
Figura 5.23 Variação da temperatura do vidro externo na altura média do canal com e sem troca de calor por radiação térmica entre placas. ....	179
Figura 5.24 Variação da temperatura do fluido na altura média do canal com e sem troca de calor por radiação térmica entre placas. ....	180
Figura 5.25 Variação da temperatura do vidro interno na altura média do canal com e sem troca de calor por radiação térmica entre placas. ....	180
Figura 6.1 Esquema de uma janela ventilada por convecção natural. ....	182
Figura 6.2 Domínio relativo às placas de vidro, canal e trechos adiabáticos no sistema.....	187
Figura 6.3 Malha genérica de pontos uniformemente espaçados para aproximação por diferenças finitas. ....	192
Figura 6.4 Malha nos domínios correspondentes as placas de vidro e fluido no canal. ....	195
Figura 6.5 Pontos na fronteira vidro-escoamento no canal .....	205
Figura 6.6 Pontos nos vértices formado pela placa de vidro, superfície adiabática e canal.....	209
Figura 6.7 Pontos sobre as superfícies adiabáticas que limitam o canal na entrada e saída.....	212
Figura 6.8 Esquema para discretização da equação da continuidade.....	219
Figura 6.9 Algoritmo simplificado do código computacional implementado.....	222
Figura 6.10 Temperatura na superfície externa da placa de vidro externa após alcançar o regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial. ....	224
Figura 6.11 Temperatura do fluido na linha central do canal após alcançar o regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial. ....	225
Figura 6.12 Velocidade $u$ na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial. ....	225
Figura 6.13 Perfil de temperatura na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial. ....	226

Figura 6.14 Perfil de temperatura na superfície externa da placa de vidro externa para a condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal. ....	226
Figura 6.15 Temperatura do fluido na linha central do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal.....	227
Figura 6.16 Velocidade $u$ na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal. ....	227
Figura 6.17 Perfil de temperatura na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal.....	228
Figura 6.18 Vazão adimensional em função do inverso do número de Grashof para condição de temperatura constante nas paredes.....	230
Figura 6.19 Vazão adimensional em função do inverso do número de Grashof para condição de fluxo de calor uniforme nas paredes. ....	230
Figura 6.20 Condição de temperatura constante nas paredes, $Gr = 1000$ . ....	231
Figura 6.21 Condição de temperatura constante nas paredes, $Gr = 10E06$ . ....	231
Figura 6.22 Condição de fluxo de calor constante nas paredes, $Gr = 52,7$ . ....	232
Figura 6.23 Condição de fluxo de calor constante nas paredes, $Gr = 6,5E07$ . ....	232
Figura 6.24 comparação entre os resultados do presente modelo com os resultados experimentais de Wirtz e Stutzman(1982) para $q = 55,68 \text{ W/m}^2$ . ....	233
Figura 6.25 comparação entre os resultados do presente modelo com os resultados experimentais de Wirtz e Stutzman(1982) para $q = 114,24 \text{ W/m}^2$ . ....	234
Figura 6.26 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 10cm. ....	236
Figura 6.27 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 7 cm.....	237
Figura 6.28 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 5 cm.....	237
Figura 6.29 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 3 cm.....	238
Figura 6.30 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 1 cm.....	238
Figura 6.31 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 5 mm ...	239
Figura 6.32 Comparação entre os perfis de temperatura na altura média da janela em função da distância transversal normalizada. ....	239

Figura 6.33 Velocidade $u$ e $v$ na altura média do janela: distância entre placas igual a 10 cm .....	240
Figura 6.34 Velocidade $u$ e $v$ na altura média da janela: distância entre placas igual a 7 cm .....	241
Figura 6.35 Velocidade $u$ e $v$ na altura média da janela: distância entre placas igual a 3 cm .....	241
Figura 6.36 Velocidades $u$ e $v$ na altura média da janela: distância entre placas igual a 2 cm .....	241
Figura 6.37 Velocidades $u$ e $v$ na altura média da janela: distância entre placas igual a 0,5 cm .....	242
Figura 6.38 Comparação entre os perfis de velocidade $u$ na altura média da janela em função da distância transversal normalizada. ....	242
Figura 6.39 Comparação entre os perfis de velocidade $v$ na altura média do canal em função da distância transversal normalizada. ....	243
Figura 6.40 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro externa em contato com o ambiente externo, para diferentes espaçamentos entre as placas.....	244
Figura 6.41 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro externa em contato com o fluido no canal, para diferentes espaçamentos entre as placas. ....	245
Figura 6.42 Perfil de temperatura no fluido na linha central do canal para diferentes espaçamentos entre as placas. ....	245
Figura 6.43 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro interna em contato com o fluido no canal, para diferentes espaçamentos entre as placas. ....	246
Figura 6.44 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro interna em contato com o ambiente interno, para diferentes espaçamentos entre as placas. ....	246
Figura 6.45 Ganho de calor total para uma janela de vidro duplo ventilada para diferentes espaçamentos entre placas .....	247
Figura 6.46 Ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo numa janela de vidro duplo ventilada para diferentes espaçamentos entre placas. ....	248
Figura 6.47 Ganho de calor solar para uma janela de vidro duplo ventilada para diferentes espaçamentos entre placas. ....	250

Figura 6.48 Comparação entre os diferentes ganhos de calor para uma janela de vidro duplo ventilada com espaçamento entre placas de 5mm. ....	250
Figura 6.49 Comparação entre os diferentes ganhos de calor para uma janela de vidro duplo ventilada com espaçamento entre placas de 10mm. ....	251
Figura 6.50 Comparação entre os diferentes ganhos de calor para uma janela de vidro duplo ventilada com espaçamento entre placas de 20mm. ....	251
Figura 6.51 Coeficiente ganho de calor solar médio para uma janela de vidro duplo ventilada em função do espaçamento entre vidros. ....	252
Figura 6.52 Coeficiente de sombreamento médio para uma janela de vidro duplo ventilada em função do espaçamento entre vidros. ....	253
Figura 6.53 Efeito da intensidade de radiação solar incidente sobre o perfil de temperatura na altura média do canal de 3cm de largura numa janela de vidro duplo ventilada. ....	254
Figura 6.54 Ganho de calor total numa janela de vidro duplo ventilada em função da hora solar e para diferentes espaçamentos entre vidros. ....	255
Figura 6.55 Ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo para uma janela de vidro duplo ventilada sob condições de temperatura externa variável. ....	256
Figura 6.56 Ganho de calor solar para uma janela de vidro duplo ventilada em função da hora solar e para diferentes espaçamentos entre vidros. ....	256
Figura 6.57 Coeficiente ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento para uma janela de vidro duplo ventilada em função do espaçamento entre vidros. ....	257
Figura 6.58 Coeficiente de ganho de calor total em função do tempo para diferentes condições de distância entre as placas de vidro. ....	258
Figura 6.59 Coeficiente ganho de calor total médio para diferentes distâncias entre placas. ....	258

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1. Resumo das correlações para determinar o coeficiente convectivo ( $h$ ou $Nu$ ) para a superfície externa de uma janela.....	50
Tabela 3.2. Resumo das correlações para determinar o coeficiente convectivo ( $h$ ou $Nu$ ) para a superfície interna de uma janela. ....	53
Tabela 3.3. Resumo das correlações para determinar o coeficiente convectivo ( $h$ ou $Nu$ ) para uma cavidade vertical aquecida nas laterais.....	58
Tabela 3.4 Nusselt para escoamento plenamente desenvolvido sob convecção forçada.....	63
Tabela 3.5. Resumo de correlações para $Nu$ para escoamento por convecção natural num canal vertical de placas paralelas. ....	68
Tabela 3.6 Resumo de correlações para $Nu$ para escoamento por convecção forçada num canal vertical de placas paralelas. ....	69
Tabela 3.7 Intensidade da radiação solar extraterrestre para o dia 21 de cada mês com base no ano de 1964.....	70
Tabela 3.8 Fator $f$ para cada hora do dia.....	78
Tabela 4.1 Parâmetros óticos dos vidros utilizados nas simulações numéricas..	131
Tabela 5.1 Fator de forma $F_{1,2}$ .....	170
Tabela 5.2 Fator de forma em função da distância entre as placas para a geometria e dimensões especificadas.....	171
Tabela 5.3 Valores de $F$ , $SC$ e $U$ para janelas ventiladas por convecção forçada.....	177
Tabela 6.1 Coeficientes de desempenho para diferentes sistemas de janelas.....	259

## Nomenclatura

### *Letras Latinas*

$A$	Seção do escoamento	$[\text{m}^2]$
$a$	Coefficiente de absorvidade	[adimensional]
$b$	Distância entre placas	[m]
$Bi$	Número de Biot, $= hD_h / k$	[adimensional]
$c$	Calor específico	$[\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
$D_h$	Diâmetro hidráulico	[m]
$D$	Diâmetro	[m]
$d$	Declinação solar definida pela equação 3.74	[rad.]
$e$	Espessura da placa de vidro	[m]
$E_n$	Poder emissivo de um corpo negro	$[\text{W m}^{-2}]$
$E_\lambda$	Poder emissivo monocromático	$[\text{W } \mu\text{m m}^{-2}]$
$F$	Fator de forma	[adimensional]
$F_{cs}$	Fator de forma entre o céu e a superfície	[adimensional]
$F_{gs}$	Fator de forma entre o solo e a superfície	[adimensional]
$F$	Coefficiente de ganho de calor solar, equação 3.157	[adimensional]
$g$	Aceleração de gravidade	$[\text{m s}^{-2}]$
$G$	Irradiação	$[\text{W m}^{-2}]$
$Gr$	Número de Grashof	[adimensional]
$Gz$	Número de Graetz, $= (D/x)RePr$	[adimensional]

$h$	Coeficiente de transferência de calor	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
$\bar{h}$	Coeficiente médio de transferência de calor	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
$h$	Ângulo horário	[rad.]
$h_x$	Coeficiente local de transferência de calor	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
$I_d$	Radiação solar difusa	$[\text{Wm}^{-2}]$
$I_D$	Radiação solar direta	$[\text{Wm}^{-2}]$
$I_o$	Radiação solar incidente	$[\text{Wm}^{-2}]$
$I_R$	Radiação refletida no chão e superfícies vizinhas	$[\text{Wm}^{-2}]$
$J$	Radiosidade	$[\text{W m}^{-2}]$
$k$	Condutividade térmica	$[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$
$k$	Coeficiente de extinção	$[\text{m}^{-1}]$
$L$	Altura	[m]
$L$	Latitude local	[graus]
$L_H$	Comprimento de entrada hidrodinâmico	[m]
$L_T$	Comprimento de entrada térmico	[m]
$\dot{m}$	Vazão mássica por unidade de profundidade do canal	$[\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-1}]$
$m$	Massa de ar definido pela Equação 3.73	$[\text{m}^{-1}]$
$m_y$	número de intervalos no vidro na direção $y$	
$m$	número de intervalos no canal na direção $y$	
$n$	Índice de refração	
$n_1$	número de intervalos na região adiabática (entrada ou saída) na direção $x$	
$n$	número de intervalos na região do vidro na direção $x$	
$Nu$	Numero de Nusselt, $hx/k$	[adimensional]
$\bar{Nu}$	Número de Nusselt médio, $=\bar{h}x/k$	[adimensional]
$Nu_x$	Numero de Nusselt local, $=h_x x/k$	[adimensional]
$P$	Perímetro molhado	[m]
$p$	Pressão	$[\text{N m}^{-2}]$
$Pe$	Número de Peclet, $= Re \cdot Pr$	[adimensional]

$Pr$	Número de Prandt, $= \nu / \alpha$	[adimensional]
$q$	Fluxo de calor	[W m <sup>-2</sup> ]
$r$	Coefficiente de refletividade	[adimensional]
$R$	Resistência térmica	[W <sup>-1</sup> m <sup>2</sup> K]
$Ra$	Número de Rayleigh, $= Gr \cdot Pr$	[adimensional]
$Re$	Número de Reynolds, $= \bar{u}D / \nu$	[adimensional]
$SC$	Coefficiente de Sombreamento, equação 3.158	[adimensional]
$T$	Temperatura	[°C] ou [K]
$t$	Tempo	[s]
$THG$	Ganho total de calor, equações 3.159 e 3.160	[Wm <sup>-2</sup> ]
$T_{\infty}$	Temperatura ambiente	[°C] ou [K]
$T_w$	Temperatura na parede	[°C] ou [K]
$U$	Velocidade em $x$ adimensional definida pela Equação 6.106	
$u$	componente de velocidade em $x$	[m s <sup>-1</sup> ]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$V$	Velocidade em $y$ adimensional definida pela Equação 6.106	
$V$	Volume	[m <sup>3</sup> ]
$v$	componente de velocidade em $y$	[m s <sup>-1</sup> ]
$w$	Largura,	[m]
$x$	Coordenada na direção do escoamento	
$Y$	Coordenada transversal adimensional, Equação 6.106	
$y$	Coordenada na direção transversal do escoamento	
$z$	ângulo de zênite	[graus]

### **Letras Gregas**

$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\mu$	viscosidade dinâmica	[kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\lambda$	comprimento de onda	[μm]
$\lambda$	parâmetro de sub-relaxação, Equação 6.104	[adimensional]
$\beta$	coeficiente de expansão térmica	[K <sup>-1</sup> ]

$\alpha$	difusividade térmica	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
$\alpha$	coeficiente de absorvância	[adimensional]
$\rho$	massa específica	[adimensional]
$\rho$	coeficiente de refletância	[adimensional]
$\theta$	Temperatura adimensional, Equação 6.106	[adimensional]
$\phi$	Ângulo azimute solar	[graus]
$\beta$	Ângulo de altitude	[graus]
$\theta$	Ângulo de incidência	[graus]
$\gamma$	Ângulo azimute Sol-parede (superfície)	[graus]
$\Sigma$	Ângulo de inclinação da superfície em relação à horizontal	[graus]
$\psi$	Ângulo azimute de superfície	[graus]
$\tau$	Coeficiente de transmitância	[adimensional]
$\varepsilon$	Emissividade	[adimensional]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}]$

### ***Superescritos***

$k$  nível de tempo nas equações discretas

### ***Subscritos***

$c$  canal ou cavidade

$conv$  convecção

$ext$  externo

$f$  fluido

$i$  posição na malha na direção  $x$

$int$  interno

$j$  posição na malha na direção  $y$

$rad$  radiação

$v$  vidro

### *Abreviações*

ADI	Alternating Direction Implicit
PCM	Material de mudança de fase
TDMA	Triadiagonal Matrix Algorithm

### *Siglas*

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerant and Air Conditioning Engineering
CADDET	Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies
DOE	U.S. Department of Energy
IEA	International Energy Agency
ISO	International Standar Organization

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Considerações iniciais

Janelas ou, de uma forma mais abrangente, aberturas transparentes ou translúcidas (portas de vidro, tetos de vidro, clarabóias, etc.), são normalmente colocadas em prédios com a finalidade de oferecer uma visão do ambiente externo e para a admissão de iluminação natural. Razões estéticas também justificam o seu uso. Junto a estas características funcionais, as janelas ou aberturas envidraçadas também permitem a entrada de radiação solar incidente, o que resulta em aquecimento do ambiente interno (geralmente desejável no inverno e indesejável no verão). Além disso, a iluminação natural, a qual geralmente é desejada, pode ser em algumas situações uma fonte de ofuscação, causada pela presença de excessiva luminosidade no campo visual e que provoca desconforto nos ocupantes dos prédios.

O adequado projeto, orientação, sombreamento, e tamanho da janela para aumentar seus benefícios enquanto reduzem os problemas (ofuscação de salas, superaquecimento devido a ganho solar excessivo em climas quentes, condensação, degradação de mobília devido à penetração de radiação ultravioleta, etc.) é o desafio principal de arquitetos e engenheiros. Se o projeto original não é bom em estes quesitos, os ocupantes podem experimentar diversos problemas por um longo tempo e provocar gastos excessivos com a instalação de sistemas de condicionamento ambiental.

Janelas são tipicamente o elo mais fraco, do ponto de vista térmico, que separa o ambiente interno do externo no envoltório de uma edificação. Em climas frios, elas são responsáveis por 10 a 25% das perdas de calor dos ambientes aquecidos. Em climas quentes, o excesso de radiação solar entrando através das janelas poderá fazer com que gastos com sistemas de condicionamento de ar sejam altos.

Os custos de energia têm se elevado nas últimas décadas drasticamente e sérios problemas vem sendo experimentado em relação à disponibilidade energética. Esta conjuntura exige um bom projeto de sistemas de janelas visando que estas sejam termicamente eficientes. Para alcançar este objetivo é necessária uma boa compreensão dos mecanismos como a energia é transferida através de uma área envidraçada.

Radiação solar é transmitida para o ambiente interno de uma edificação através de janelas ou outros elementos translúcidos, o que aumenta a energia interna e a temperatura pela absorção dessa radiação nas diversas superfícies que conformam o ambiente (paredes, mobílias, pessoas, etc.). Posteriormente essa energia é distribuída em todo o ambiente através de mecanismos de transferência de calor como condução, convecção e radiação infravermelha. Uma fração dessa energia alcança novamente a área envidraçada, desta vez na forma de radiação infravermelha, e será barrada na superfície do vidro, devido a que este apresenta um comportamento de corpo opaco para este tipo de radiação (radiação de comprimento de onda longa), evitando assim que esta deixe o ambiente interno. Este fenômeno é conhecido como efeito estufa e é responsável pelo sobre-aquecimento de recintos com grandes áreas transparentes. A Figura 1.1 mostra de forma gráfica como a energia solar alcança o ambiente interno.

Basicamente existem três principais formas como a energia atravessa uma janela: (a) ganhos e perdas de calor na forma de convecção, condução e radiação térmica (comprimento de onda longa); (b) ganho de calor solar devido a transmissão direta de radiação solar através do vidro (comprimento de onda curta); e (c) escoamento de ar, tanto intencional como no caso de ventilação natural, quanto não-intencional na forma de infiltração. Alguns destes conceitos serão revisto ao longo do texto.

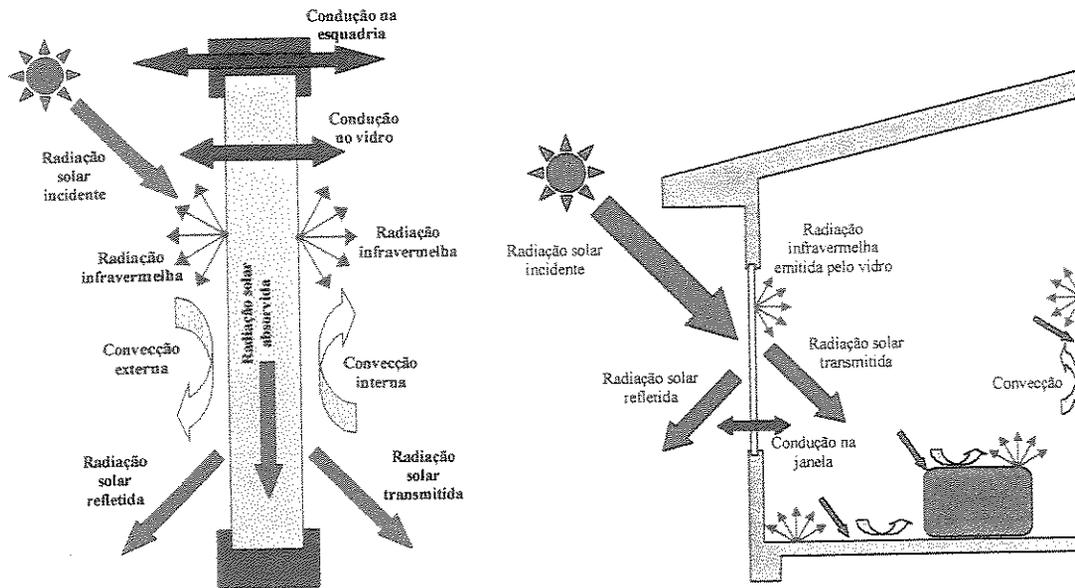


Figura 1.1 Admissão de calor e mecanismos de transferência de calor sobre uma janela.

A quantidade de calor disponível no ambiente interno de uma edificação produto do ganho de calor solar dependerá basicamente da radiação incidente e portanto variará ao longo do dia e também, sazonalmente, ao longo do ano. Por outro lado dependerá também da área envidraçada e propriedades óticas e termofísicas do material transparente.

Para um dado instante de tempo, o ganho de calor solar pode estar acima, abaixo ou no mesmo nível de aquele requerido para manter o espaço interno numa temperatura de conforto aceitável. Em climas quentes, normalmente o ganho de calor está quase sempre acima de aquele necessário, forçando a utilização de sistemas auxiliares de controle (como sistemas de ar condicionado) para tornar o ambiente adequado. O inverso também é verdade. Em climas frios o ganho de calor solar pode não ser suficiente para aquecer o ambiente interno, requerendo-se assim de sistemas de calefação auxiliares. Este tipo de soluções resulta em maiores investimentos de capital e elevados custos operacionais e de manutenção.

Uma maneira eficiente de diminuir esses gastos excessivos em climas ou períodos quentes consiste em evitar ou minimizar o ganho de calor solar através de janelas utilizando-se de mecanismos passivos que reduzam a passagem de radiação solar direta, sem diminuir no entanto a iluminação natural. Em climas frios há necessidade de aumentar a passagem de radiação solar

através de sistemas envidraçados, porém evitando-se os problemas de ofuscação. Provavelmente o uso de cortinas, toldos e persianas sejam os métodos mais difundidos entre a população como sistemas passivos de controle, para diminuir a incidência de radiação solar direta através de janelas em climas ou períodos que são predominantemente quentes.

Até recentemente, vidro claro era o material básico usado em janelas. Embora o vidro é durável e permite que uma parcela grande de luz solar entre em edifícios, este apresenta pouca resistência ao fluxo de calor. A facilidade de vidro para transmitir a radiação solar depende do comprimento de onda da radiação, a composição química e espessura do vidro e o ângulo de incidência. Geralmente os vidros comuns transmitem grande parte da radiação solar (em torno de 90%) e se comportam como sendo opacos à radiação de onda longa emitida pelas superfícies na temperatura abaixo de 121°C.

Nas duas últimas décadas mudou grandemente a tecnologia de janelas. Investimento em pesquisas e desenvolvimento criaram uma nova geração de materiais para janelas que oferece uma melhor eficiência térmica e melhor desempenho para o consumidor. Enquanto esta nova geração de materiais ganha depressa a aceitação no mercado, a pesquisa e desenvolvimento de tecnologias mais eficientes continuam.

Hoje, diversos tipos e avançados sistemas de janelas estão disponíveis para ajudar no controle de perda ou ganho de calor. Estes sistemas incluem janelas duplas e triplas com camadas especiais tais como de baixa emissividade, espectralmente seletivas, que absorvem calor ou refletivas; janelas preenchidas com gás absorvente; janelas duplas evacuadas; janelas ventiladas com fluxo de ar forçado ou natural; janelas com venezianas inclusas, janelas com material de mudança de fase, janelas inteligentes sensíveis à incidência da radiação solar incidente (fotocrômicos, termocrômicos e electrocrômicos); e janelas que incorporam uma combinação destas opções.

As janelas de baixa emissividade, também conhecidas como janelas Low-e, são fabricadas por deposição de camadas especiais sobre vidros, e são as responsáveis pela redução da transferência de calor através da janela. Em geral estas camadas são formadas por óxidos de metal, depositados nas superfícies dos vidros em espessuras extremamente finas. O processo de

deposição dessas camadas era feito antigamente por um método conhecido como processo pirolítico, onde uma solução dopada era borrifada sobre a superfície do vidro quente em atmosfera aberta, produzindo a oxidação imediata e a formação do óxido do metal contido na solução. Numa técnica mais recente, conhecida como *vacuum sputtering method*, a deposição é realizada numa câmara de vácuo bombardeando-se uma amostra de metal com um feixe ionizado de gás. Isto deve arrancar os átomos da amostra de metal os quais se condensam na superfície do vidro. Existem também filmes fabricados a base de polímeros, vendidos separadamente e que podem ser aplicados pelo próprio consumidor sobre a superfície de vidros de janela preexistente. Este processo é conhecido como *retrofit*.

Tanto as janelas com as camadas depositadas sobre os vidros pelo próprio fabricante, assim como as películas a base de polímeros para o processo de *retrofit*, são consideradas janelas low-e se apresentarem valores de emissividade menores que 0,2. Normalmente janelas com baixa emissividade significa também baixo coeficiente de absorção e, conseqüentemente, uma alta reflexão infravermelha.

Camadas espectralmente seletivas (ópticas) são consideradas como sendo a próxima geração de tecnologia de baixa emissividade. Estas camadas filtram de 40% a 70% do calor normalmente transmitido através de uma janela comum (vidro claro), enquanto deixam penetrar o total de luz visível. Camadas espectralmente seletivas podem ser aplicadas em vários tipos de vidros coloridos para produzir janelas econômicas capazes de aumentar ou diminuir o ganho de calor solar.

Uma outra tecnologia usa vidros com camadas que absorvem radiação solar. Algum calor, no entanto continua a passar através do vidro colorido por condução e por re-irradiação. Mas camadas internas de vidro claro ou camadas espectralmente seletivas podem ser aplicadas com vidros coloridos para redução adicional desta transferência de calor. Vidros absorventes de calor refletem somente uma pequena porcentagem de luz e conseqüentemente não tem a mesma aparência de vidros refletivos.

Janelas coloridas de cinza e bronze reduzem a penetração de luz e calor para o interior do espaço na mesma proporção (é dizer não são espectralmente seletivas) e são os matizes de color

mais usados. Por outro lado, janelas colorida de azul e verde permitem uma maior penetração de luz visível e reduzem a transferência de calor levemente comparados com outras cores de vidros.

Camadas refletivas reduzem de forma considerável a transmissão de luz do dia através de janelas. Embora elas bloquem mais luz do que calor, as camadas refletivas quando aplicadas em vidros coloridos ou claros podem também reduzir a transmissão de calor. Janelas refletivas são tipicamente aplicadas em climas quentes no qual o controle solar é crítico.

O uso de venezianas para controle da radiação solar que penetra para o ambiente interno é uma técnica bastante usual e normalmente as venezianas são instaladas do lado interno da janela e o controle é realizado variando-se o ângulo de inclinação das lamina que conformam as venezianas. Uma versão mais sofisticada desta técnica utiliza venezianas movidas manualmente entre duas folhas de vidro ou movidas automaticamente conforme a intensidade da radiação solar incidente. Introduzindo-se modificações nas superfícies das lamina podem ser obtidos bons resultados no controle da radiação solar admitida. Exemplo disso são as venezianas com lamina altamente refletivas.

Painéis de vidro evacuados é uma nova forma de isolantes térmicos transparentes com um grande potencial para serem usados como janelas. Esses painéis evacuados consistem de duas placas de vidro separadas por um espaço estreito e evacuado. Os contornos do painel são selados hermeticamente de modo a produzir e manter um vácuo estável entre as placas. Um arranjo de pequenos suportes/separadores assegura que as placas de vidro no venham a entrar em contato ou em colapso por causa de grandes forças presentes devido à pressão atmosférica sobre os vidros. Nas janelas evacuadas a transferência de calor por condução e convecção é suprimida, exceto uma pequena fração transferida por condução através dos suportes/separadores.

Uma opção para diminuir a transferência de calor por radiação infravermelha entre as placas de vidros nos painéis de vidro duplo evacuados, é introduzir gases absorventes de baixa condutividade térmica no espaçamento entre vidros. Os gases mais usuais para este tipo de aplicações são o CO<sub>2</sub>, hexafluoreto de enxofre (SF<sub>6</sub>), argônio e criptônio. A vantagem do criptônio em relação aos outros gases é a sua menor condutividade térmica, no entanto o processo de obtenção deste ainda é dispendioso. Atualmente com as novas técnicas de injeção dos gases e

melhoria na qualidade dos lacres garantem uma vida útil de pelo menos 20 anos para este tipo de janelas. O aumento da distância entre as placas preenchida com gás aumenta a capacidade de isolamento da janela e fica limitada pela condição de aparecimento da convecção natural e que degrada o potencial de isolamento da camada de gás. Esta condição é dependente das propriedades do gás, da diferença de temperatura entre as placas e da distância entre estas. Assim, para cada gás existe uma distância ótima a ser utilizada. Para uma camada de ar, aproximadamente 15 mm representa o valor otimizado, enquanto que para o gás criptônio este espaçamento ótimo é menor e por volta de 6mm.

O uso de sílica aerogel como material de preenchimento entre duas placas de vidro é uma outra opção que vem sendo utilizado para aplicações em sistemas de janelas. A vantagem do aerogel é a sua baixa condutividade e a sua transparência. Embora este material possa sofrer fratura de maneira fácil, é altamente resistente à compressão. O aerogel também deve ser protegido contra a umidade, choque e manuseio. Conseqüentemente, a proteção entre painéis de vidro selados nas extremidades confere-lhe durabilidade.

Recentemente, o Laboratório de Armazenamento Térmico e Tubos de Calor da Universidade Estadual de Campinas propôs o uso de material de mudança de fase encapsulado entre duas placas de vidro para uso como janela. O mecanismo de controle do calor que será admitido para o ambiente interno radica na capacidade de armazenamento de energia na forma de calor latente por parte do material encapsulado. Assim, enquanto a radiação solar incide sobre a janela, parte dessa energia é armazenada na camada entre as placas de vidro evitando que se transforme em carga térmica dentro do ambiente interno e portanto a janela atua como uma armadilha para a radiação.

Sabe-se que a incidência de radiação solar varia ao longo do dia, de modo que um sistema que responda dinamicamente e de forma otimizada no controle da admissão de luz e calor seria vantajoso. O uso de sistemas de envidraçamentos com propriedades ótico-solares que variem em função das características de incidência podem ser uma boa alternativa para esses propósitos. Alguns desses sistemas já existem e são freqüentemente denominados de sistemas de janelas inteligentes, pois conseguem adaptar a transmitância do vidro de acordo com as necessidades momentâneas de calor e luz natural, através do escurecimento da superfície envidraçada. Entre

estes sistemas disponíveis podemos identificar os vidros fotocromáticos, que alteram as suas propriedades óticas quando exposto à luz; os termocromáticos, que apresentam variação nas suas propriedades óticas quando submetidos a variações de temperatura; os vidros de cristal líquido que mudam rapidamente de um estado transparente para um estado branco difuso, e finalmente os eletrocromáticos, cuja alteração de propriedades óticas são provocadas por diferenças de potencial elétrico (de 1 e 5 volts), daí a sua grande vantagem de serem ligados a sistemas de controle onde através de algoritmos específicos tenham a sua eficiência otimizada.

Janelas ventiladas são constituídas por janelas de vidros duplos e/ou triplos com as extremidades abertas e um escoamento de ar no canal formado pelas placas. Basicamente esta técnica é uma combinação de coletor solar e janela termicamente eficiente. Em climas frios, o ar que passa através dos vidros é aquecido e admitido para ambiente interno, ajudando na calefação deste espaço. Em algumas aplicações estas janelas podem servir também para ajudar a ventilar espaços internos de forma passiva. Em climas ou períodos quentes, o ar que circula pelo canal deve ser expelido para o exterior ou retornar para um sistema de refrigeração via dutos. A circulação de ar entre a placas pode ser do tipo forçada o natural.

Os fabricantes de janelas usualmente representam a eficiência térmica das janelas em termos do coeficiente global de transferência de calor  $U$  ou seu valor de resistência térmica  $R$ . Outros dois parâmetros de uso freqüente para avaliar o desempenho de sistemas envidraçados são o Coeficiente de Ganho de Calor Solar ( $F$ ) e o Coeficiente de Sombreamento ( $SC$ ).

Uma diferença fundamental entre estes coeficientes radica na forma de calcular o calor transmitido através de uma área envidraçada. Enquanto os valores  $U$  e  $R$  permitem quantificar a energia transmitida devido à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo de uma janela, os coeficientes  $F$  e  $SC$  quantificam o ganho de calor devido à radiação solar incidente que passa diretamente através do vidro, assim como também aquela parcela que é absorvida na janela e que é redirecionada para o ambiente interno através de mecanismos de transferência de calor (convecção, condução e radiação). De acordo com esta discussão, pode parecer que os coeficientes  $F$  e  $SC$  são mais adequados para medir o desempenho térmico de uma janela do que os coeficientes  $U$  e  $R$ , entretanto, as informações obtidas com cada um deles se complementam e permitem realizar uma análise mais completa. De um modo geral, pode-se

afirmar que, a parcela de calor transmitido através de uma janela devido à radiação solar incidente é bem maior que a transmissão de calor devido à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo, no entanto, essa diferença desaparece na medida que os dias se apresentam parcial ou totalmente nublados. Durante as horas em que a radiação solar direta não está presente, a transferência de calor através da janela deve-se exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo. Uma discussão mais detalhada sobre os parâmetros de desempenho ( $U$ ,  $F$  e  $SC$ ) será encontrada no item 3.5 do Capítulo 3.

Quando são comparadas diferentes janelas usando os parâmetros acima apresentados, devemos assegurar que os valores de  $F$ ,  $SC$  e  $U$  (ou  $R$ ) divulgados pelos fabricantes de janelas são: (a) baseados nos conjuntos de padrões da American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering (ASHRAE), (b) calculados para uma janela completa, incluindo a armação, ou só o centro do vidro, (c) as janelas apresentam o mesmo tamanho e estilo. Embora a maioria dos cálculos para os parâmetros de desempenho de janelas seja realizada considerando-se exclusivamente a área correspondente ao vidro, os demais componentes podem apresentar um papel importante no desempenho global do sistema de janela. A modo de exemplo podemos citar o caso das esquadrias, as quais representam uma fração importante da área total das janelas por onde pode ser transferido calor por condução desde ou para o ambiente interno. Estes elementos são fabricados com diferentes tipos de materiais e portanto apresentam comportamento térmico diferente entre si. O mercado de esquadrias oferece atualmente produtos de madeira de boa qualidade e competitivos em relação à durabilidade e desempenho quando comparados a outros materiais. Esquadrias de alumínio é uma boa opção do ponto de vista da durabilidade no entanto podem apresentar problemas de desempenho térmico se não é tomada alguma providencia em relação a este quesito. Com o desenvolvimento de aços especiais mais resistentes à corrosão o segmento de esquadrias de aço vem registrando crescimento. Nos últimos cinco anos registrou-se um crescimento considerável no numero de edificações brasileiras que passaram a usar esquadrias de PVC, enquanto que na Europa e nos Estados Unidos este tipo de esquadrias já está consolidado.

A revisão da literatura mostra atividades intensas de pesquisa nos vários níveis, fundamentais e aplicadas, dirigidos por grupos multidisciplinares. A maioria dos trabalhos está ainda em nível laboratorial e outros em condições de aplicação prática. De fato, existem

excelentes modelos para a simulação do desempenho térmico de prédios e sistemas associados. Graças à atuação intensa nesta área que a visão técnica dos arquitetos e projetistas de edificações mudou e agora não somente a estética mas, também, a funcionalidade é levada em consideração nos projetos modernos. Usando programas computacionais os arquitetos avaliam o conforto humano passivo, a necessidade de janela, o tipo e qual deve ser a sua orientação.

## 1.2 Motivação e identificação do problema

O Laboratório de Armazenamento Térmico e Tubos de Calor da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP vem atuando já a alguns anos na pesquisa e desenvolvimento de sistemas de janelas cujo controle térmico é passivo. O estudo que aqui será descrito se enquadra nesta linha de pesquisa e visa analisar o conceito de janela ventilada assim como também quantificar o seu desempenho térmico e o efeito de alguns parâmetros geométricos e operacionais sobre este. A escolha deste sistema de janela se justifica no sentido de dar continuidade e complementar informações prévias sobre sistemas de janelas de vidro duplo que tem sido estudados no Laboratório. O avanço na capacidade de processamento dos computadores atuais e a disponibilidade de software que permitem modelar e resolver problemas cujas características físicas e geométricas são complexas, nos tem encorajado a realizar um modelo mais completo e uma simulação numérica mais realista do processo de transferência de calor sobre uma janela de vidro duplo ventilada.

Esta janela é composta de duas placas de vidro formando um canal aberto nas extremidades possibilitando a circulação de ar entre as placas como mostra a Figura 1.2. O escoamento no canal pode ser resultado do movimento forçado do ar, como aquele provocado por um dispositivo externo, ou, devido a forças de empuxo que aparecem pelo aquecimento do fluido dentro do canal e que provocam um movimento ascendente do ar no canal conhecido como convecção natural. O modelo é construído com base nas equações fundamentais da conservação da energia, conservação da massa e quantidade de movimento. A radiação solar incidente e a temperatura do ambiente externo, responsáveis pelo aquecimento do sistema, são consideradas condições de contorno do problema e assumidas variando no tempo de acordo com um modelo que tenta reproduzir condições fisicamente reais para estas variáveis. O modelo é tratado como bidimensional e transitório, resolvendo-se as equações fundamentais para o domínio formado

pelas placas de vidro e o escoamento no canal. A simulação numérica, uma vez estabelecido o modelo matemático, é implementada em Fortran 90 baseado no método de diferenças finitas. A transferência de calor em outros elementos da janela que não os vidros é desconsiderada neste estudo.

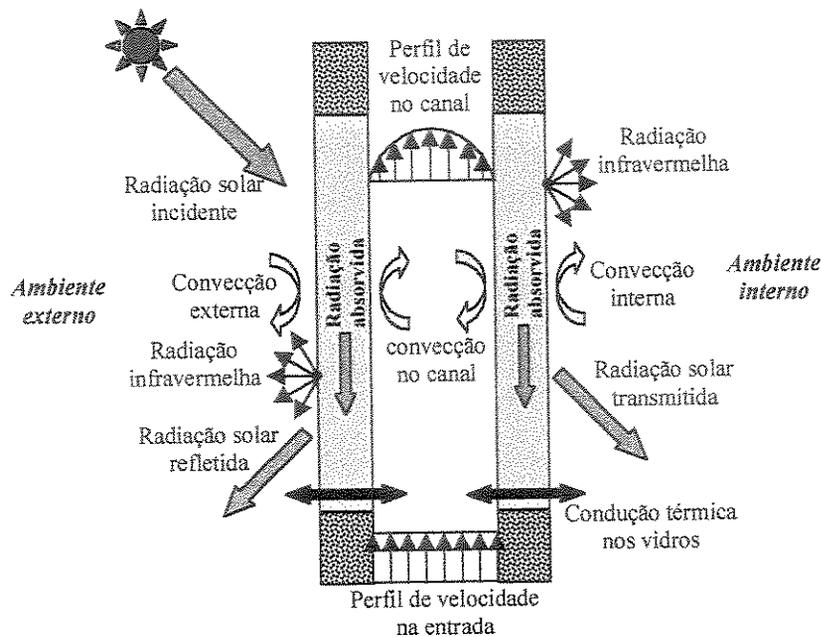


Figura 1.2 Esquema de uma janela ventilada e os mecanismos de transferência de calor presentes.

O resultados da simulação numérica podem fornecer informações detalhadas dos campos de temperatura e velocidade da janela completa, assim como também dos fluxos de calor através desta. O tratamento adequado dos resultados permitira obter também parâmetros de desempenho para avaliar o comportamento térmico da janela. Simulações numéricas deste tipo permitem estudar com mais detalhes, controle e flexibilidade os diversos parâmetros envolvidos e o seu efeito sobre o desempenho do sistema. Está vantagem em relação a estudos experimentais só é possível se o modelo e o algoritmo numérico implementado for previamente validado e determinado o nível de precisão dos seus resultados.

### 1.3 Objetivo Geral

Esta pesquisa tem como objetivo principal a modelagem matemática e a simulação numérica de uma janela ventilada. Além disso, e com base nesse modelo, realizar estudos do desempenho térmico deste dispositivo.

## 1.4 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral proposto neste trabalho, os seguintes objetivos específicos nortearam esta pesquisa;

1. Modelagem da transferência de calor num sistema formado por duas placas de vidro transparente formando um canal por onde pode escoar ar.
  - Equação fundamental da conservação da energia na sua forma bidimensional e em regime transitório
  - Condições de aquecimento variável no tempo (radiação solar incidente e temperatura ambiente externa)
2. Modelagem do escoamento do fluido dentro do canal. Aqui são considerados os casos de escoamento forçado e escoamento por convecção natural
  - Equações da quantidade de movimento considerando regime transitório
  - Acoplamento temperatura-velocidade no caso de escoamento natural.
3. Modelagem e simulação numérica de uma janela de vidro simples sob condições de contorno complexas similares ao caso da janela de vidro duplo ventilada e aplicação da equação da energia na sua forma bidimensional e transitória. Este caso é resolvido para servir de padrão de comparação para o sistema de janela ventilada.
4. Implementação de programas computacionais para resolver os modelos propostos e simulação numérica para levantamento de informações relativas a campos de temperatura, velocidade, assim como também o fluxo de calor através do sistema.
5. Determinação de parâmetros de desempenho dos sistemas estudados; janela de vidro simples, janela de vidro duplo ventilada com escoamento forçado e janela de vidro duplo ventilada com escoamento por convecção natural.
  - Coeficiente de ganho de calor solar
  - Coeficiente de sombreamento
  - Coeficiente global de transferência de calor

## 1.5 Apresentação da tese

A apresentação da tese foi subdividida em 7 capítulos, com o capítulo 1 contendo a introdução da mesma.

No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica dos trabalhos de pesquisas atuais e mais importantes sobre janelas. Esta revisão é dividida por tópicos correspondentes as diversas estratégias tecnológicas existentes para se criar uma janela termicamente eficiente (janelas com filmes seletivos, janelas duplas com gases absorventes, janelas evacuadas, janelas ventiladas, janelas inteligentes, etc.). Uma revisão bibliográfica acerca de trabalhos sobre escoamento entre placas paralelas verticais também é apresentada. Além disto, uma complementação bibliográfica é feita ao longo do capítulo 3 onde são discutidos alguns conceitos fundamentais.

No capítulo 3 são abordados alguns conceitos fundamentais para compreensão e desenvolvimento do presente estudo. São discutidos quatro grandes tópicos, começando por uma revisão das correlações mais usadas na determinação dos coeficientes convectivos que são aplicáveis a sistemas de janelas; seguido de um estudo sobre as propriedades óticas de vidros; da apresentação de um modelo para computar a intensidade de radiação solar incidente e temperatura ambiente externo, que será de grande utilidade para simular posteriormente as condições ambientais nos modelos de janelas a serem estudados; e finalmente é apresentada uma discussão dos parâmetros que são largamente usados para quantificar o desempenho térmico em sistemas de janelas.

No capítulo 4 é apresentado um estudo da transferência de calor através de uma janela formada por uma única placa de vidro. A finalidade de desenvolver este estudo é obter resultados que sirvam de comparação com os resultados para sistema de janelas ventiladas, permitindo quantificar assim, a viabilidade e ganho de desempenho desse conceito de janela. Apresenta-se o modelo matemático e numérico, assim como também os resultados e discussões das simulações numéricas para os parâmetros estudados.

O Capítulo 5 contem o estudo de uma janela ventilada com escoamento forçado no canal formado pelas placas de vidro. São apresentados o modelo matemático, o procedimento de

resolução numérica e os resultados para o efeito da vazão sobre o desempenho da janela caracterizado pelos parâmetros Coeficiente de Ganho de Calor Solar, Coeficiente de Sombreamento e Coeficiente Global de Transferência de Calor.

No capítulo 6 é apresentado o estudo da janela ventilada considerando que o escoamento através do canal é induzido pelo mecanismo da convecção natural. O modelo apresentado aqui é formulado utilizando as equações fundamentais da transferência de calor (equação da energia), as equações do movimento (equações de Navier-Stokes) e equação da conservação de massa. Resultados do campo de temperatura no canal e nas placas de vidro, assim como os campos de velocidades no canal, são determinados com o modelo para diferentes espaçamentos entre as placas de vidros. Também são calculados parâmetros de desempenho, como o coeficiente de ganho de calor solar e o coeficiente de sombreamento, de modo a caracterizar a eficiência do sistema.

Finalmente, no capítulo 7 são discutidas as conclusões mais importantes deste trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

## Capítulo 2

### Revisão da Literatura

#### 2.1 Introdução

Uma revisão bibliográfica criteriosa mostra atividades intensas de pesquisa sobre janelas nos vários níveis, fundamentais e aplicadas, dirigidos por grupos multi-disciplinares ou de forma isolada. Alguns dos trabalhos reportados estão ainda em fase laboratorial e outros em condições de aplicação prática. Soluções passivas na forma de dispositivos de sombreamento interno ou externo tem sido reportados como uma solução barata e simples de controlar o ganho de calor solar através de áreas envidraçadas. Com o advento de novos materiais e técnicas mais sofisticadas de fabricação tem aparecido janelas que apresentam características seletivas em relação a radiação solar incidente. Estas propriedades seletivas dos vidros são causadas por películas ou filmes finos depositadas nas superfícies dos vidros, ou por filmes colados entre duas placas de vidro. A tecnologia atual de filmes seletivos tem produzido materiais com emissividade extremamente baixa e que tem sido denominados de janelas low-e. Soluções mais caras e mais sofisticadas para o mesmo problema são as janelas evacuadas, janelas de vidro duplo preenchidas com gases absorventes, com aerogel, material de mudança de fase, etc. Atualmente, e ainda em fase laboratorial, encontram-se as denominadas janelas inteligentes cuja característica principal é realizar um controle dinâmico do ganho de calor solar. Este tipo de janelas pode apresentar características opaca ou transparente conforme é estimulada pelo calor (termocrômicas), luz (fotocrômicas) ou impulsos elétricos (eletrocrômicas).

## 2.2 Dispositivos de sombreamento

O controle da carga térmica que entra através de áreas translúcidas foi sempre uma preocupação dos ocupantes de edificações localizadas em climas quentes. Historicamente este controle era realizado através de sistemas passivos tais como toldos, localizados na fachada externa da edificação, ou cortinas e persianas, colocados no ambiente interno logo após as janelas. A Figura 2.1 mostra algumas das possíveis soluções para o controle da radiação solar incidente. Na Figura 2.1a é mostrado uma proteção externa do tipo toldo cujo controle da carga térmica realizado interceptando a radiação solar direta, antes de esta incidir sobre a janela, absorvendo o refletindo a energia solar. Uma das desvantagens dos toldos é que estes podem também bloquear a visão do exterior. Um sistema que também bloqueia a radiação solar incidente antes de chegar até a janela e permite uma maior visão do ambiente externa é conseguida com um sistema tipo toldo com laminais moveis semelhantes a uma persiana. Este sistema é mostrado na Figura 2.1b. Na Figura 2.1c mostra-se uma persiana de rolo (ou persiana ondulada) disposta no lado externa da janela. Este tipo de persiana apresenta como desvantagem o bloqueio total da luz para o ambiente interno.

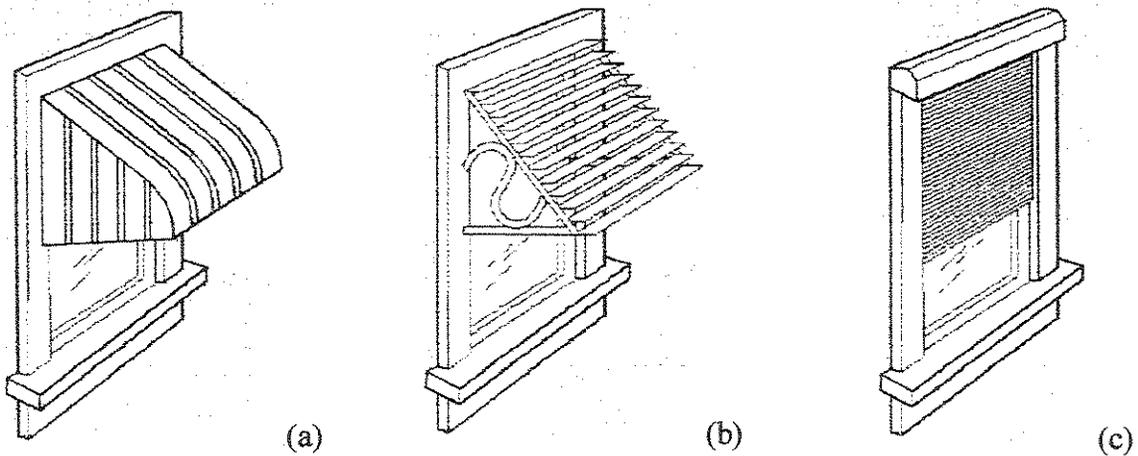


Figura 2.1 Soluções clássicas para o controle passivo do ganho de calor solar; (a) toldo (b) toldo com laminais tipo persianas (c) persiana enrolada.

As cortinas ou persianas dispostas do lado interno da fachada e por detrás das janelas é um método de controle bastante difundido, embora em alguns casos possa não ser muito efetivo do

ponto de vista do controle térmico, uma vez que a radiação solar que atravessa a janela pode ser absorvida pelo material de fabricação das cortinas ou persianas e convertido em calor no ambiente interno. O uso de este tipo de dispositivos está mais ligado ao controle da ofuscação devido ao excesso de luminosidade na linha de visão e da preservação da privacidade, a pesar de também ser usado em alguns casos como controle de ganho de calor solar. As cortinas são freqüentemente opacas à radiação solar incidente e são localizadas do lado interno da sala faceando a área envidraçada., cobrindo esta e em alguns casos grande parte da parede também. Usualmente as cortinas apresentam uma superfície com aspecto corrugado e podem ser de diferentes tipos de materiais (extremamente grossos, com camadas refletivas, de diferentes cores, com camadas isolantes, etc.). De acordo com o trabalho de Pennington et al.(1976), cortinas podem afetar dois fatores principais os quais são bastante significativos no ganho de calor através de janelas; o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) e o coeficiente de sombreamento ( $SC$ ). O coeficiente  $U$  deve ser afetado uma vez que o uso de cortinas provoca o aprisionamento de camadas de ar entre estas e o vidro, aumentando a resistência térmica do conjunto janela-cortina. Por outro lado, o próprio material da cortina constitui uma barreira adicional à transferência de calor. Pennington et al.(1976) analisaram duas configurações de janela com cortinas. Uma das configurações é formada por uma janela de vidro simples com uma cortina dupla, e a outra é uma janela de vidro duplo com cortina dupla também. A análise é baseada no seguimento de um raio de energia incidente, verificando-se o efeito de atenuação do mesmo após absorção e reflexão que ocorre através das passagens pelo vidro e cortina. Este método é denominado das múltiplas reflexões. De acordo com resultados desse trabalho, o uso de cortinas duplas pode tanto aumentar quanto diminuir o ganho de calor solar, dependendo das propriedades dos materiais usados e do arranjo das cortinas. Por outro lado, o aumento da resistência térmica provocada pelo uso de cortinas diminui o ganho de calor no verão e diminui também as perdas de calor em inverno ou climas frios.

McCluney e Mills(1993) apresentaram um trabalho onde discutem o efeito de um dispositivo interno de controle sobre o ganho de calor solar. Nesse trabalho os autores modelam matematicamente o problema utilizando o método das múltiplas reflexões entre o vidro e uma superfícies plana com propriedades seletivas disposta paralela à placa de vidro, e obtém expressões analíticas para o ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento (dois parâmetros usuais para medir desempenho térmicos de janelas) para o sistema estudado. Os mesmos autores,

Mills e McCluney(1993), discutem num outro trabalho os benefícios do uso de dispositivos de sombreamento, e particularmente aqueles de uso interno como as persianas. Estes dispositivos parecem ser efetivos no controle térmico se apresentarem superfícies altamente refletivas e este controle deve ser mais efetivo ainda se as persianas forem ajustadas diversas vezes ao longo do dia. Uma discussão detalhada de sistemas de controle passivo e de como resfriar de forma natural uma edificação pode também ser encontrada num documento produzido pelo departamento de energia (DOE) do National Renewable Energy Laboratory (DOE, 1994)

### **2.3 Tecnologia de janelas**

Até recentemente janelas eram construídas com placas de vidro simples o que as tornava uma barreira extremamente vulnerável a transferência de calor devido à radiação solar incidente. O vidro claro apresenta índices de transmitância solar da ordem de 90 %, deixando passar quase que o total de radiação solar incidente o qual se converte em calor após ser absorvido no meio ambiente interno. Além disso, placas de vidro comum representam pouca resistência térmica à transferência de calor por condução o que as torna um elo fraco do ponto de vista térmico entre os ambiente interno e externo, sendo responsáveis por grandes perdas de calor em climas frios e responsáveis pela admissão de carga térmica em climas quentes. O desenvolvimento de novos materiais, tecnologias avançadas de fabricação e políticas de redução no consumo de energia, possibilitaram o aparecimento de janelas termicamente mais eficientes. Entre os sistemas atualmente disponíveis ou em desenvolvimento, encontram-se as janelas de múltiplas vidraças, com filmes ou películas seletivas nas suas superfícies, evacuadas, preenchidas com gases absorventes, com aerogel ou material de mudança de fase, janelas ventiladas ou as denominadas janelas inteligentes.

#### **2.3.1 Filmes seletivos**

Na década dos anos 80 e parte da década dos 90 a industria concentrou seus esforços na fabricação de janelas termicamente eficientes. As estratégias empregadas incluíam janelas de múltiplos painéis (janelas duplas e triplas), com a incorporação de filmes seletivos colados ou a deposição de uma fina camada de oxido de metal numa das superfícies do vidro ou entre os vidros no caso de múltiplos painéis.

Estes filmes ou películas seletivas podem ser aplicados diretamente nas superfícies das placas de vidro durante o processo de fabricação ou mais recentemente vendidos separadamente como uma fina película que poder ser aplicada sobre uma janela preexistente. Uma das aplicações destes filmes de controle vendidos separadamente são as lojas que pretendem evitar a transmissão de radiação ultravioleta que desbota as roupas expostas nas suas vitrines. Um outro mercado visado por estes filmes são os vidros de carros cuja principal função do ponto de vista do usuário é aumentar a sua privacidade. A partir da resolução do Ministério da Justiça, Resolução N° 73, de Novembro de 1998, que libera, com restrições, o uso de películas não refletivas nas áreas envidraçadas de veículos, esse mercado ganhou impulso e a oferta de este tipo de filmes aumentou vertiginosamente. A restrição no marco da resolução N° 73 diz respeito a transmissão luminosa do conjunto vidro-filme, que não poderá ser inferior a 75% no pára-brisa e 70 % para as demais áreas. Entre as marcas mais conhecidas estão a Insulfilm e a Scotchtint (3M). Estes filmes podem ser encontrados no padrão fumê, cuja principal característica é aumentar a privacidade em escritórios e salas comerciais, e o padrão transparente que praticamente elimina a componente ultravioleta de radiação solar e é bastante solicitado por lojas para a proteção das suas vitrines. As aplicações destes filmes devem ser realizadas na superfície internas da janela para evitar o desgaste excessivo pela exposição a intempéries.

Placas de vidro com superfícies seletivas incorporadas no processo de fabricação, são resultado da deposição de finas camadas de tintas metálicas por um processo conhecido como pirolítico e que consiste na borrifação de uma solução dopada na superfície do vidro quente sob a atmosfera aberta, produzindo uma oxidação imediata e a formação de óxido do metal com que foi dopada a solução. A deposição por vaporização a vácuo é outras das técnicas para formar finas camadas seletivas na superfície de vidros. Esta apresenta como vantagem um maior controle sobre a espessura do metal depositado. Uma breve resenha histórica do desenvolvimento de películas de controle solar pode ser obtido de um documento eletrônico da Faculdade de Arquitetura e Urbanismo da USP, e aqui referenciada de acordo com a responsável da página, Alucci (<http://www.usp.br/fau/deptecnologia/bancovidros/low.htm>)

O uso de filmes ou camadas seletivas permite alterar a transmitância, refletância e absorvância de uma janela. Estes filmes podem ser projetados para absorver ou refletir conforme o comprimento de onda da radiação incidente. Por exemplo uma janela a ser instalada em regiões

de clima frio, deverá admitir a radiação na faixa do comprimento de onda visível (luz) assim como radiação do infravermelho próximo, refletindo a radiação de comprimento de onda longa vinda de objetos do ambiente interno. A radiação ultravioleta também deve ser refletida. No caso de janelas para climas quentes, deve ser capaz de refletir também a radiação da faixa de comprimento de onda do infravermelho próximo. Lampert(1981) define o que seria uma resposta espectral ideal para o perfil de refletância e transmitância de uma superfície seletiva para aplicações de janelas residenciais e comerciais para climas quente e frios. A Figura 2.2 mostra estas configurações.

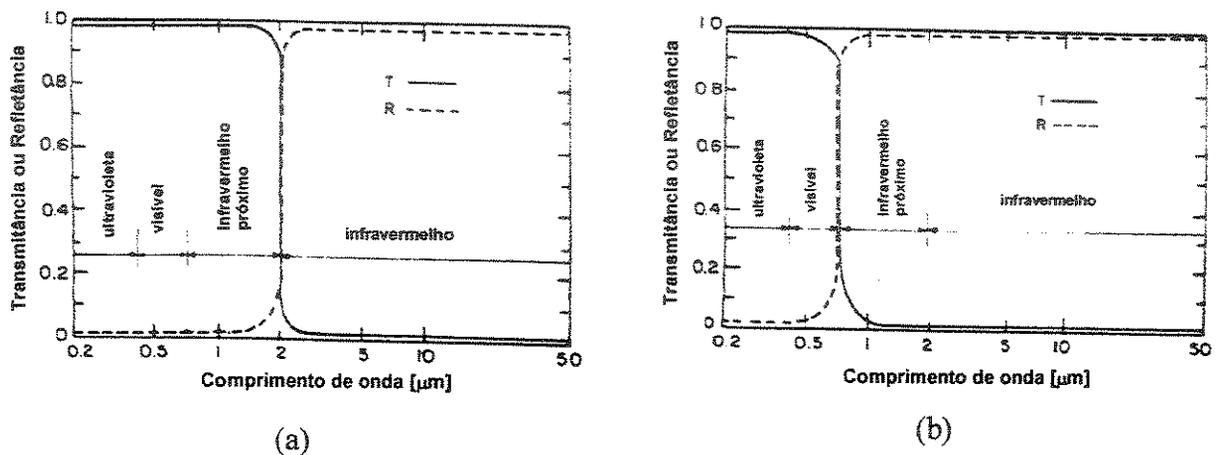


Figura 2.2 Resposta espectral ideal de filmes seletivos para aplicações residenciais e comerciais:

(a) climas frios (b) climas quentes

Ao filmes depositados sobre as superfícies de vidros podem ser caracterizadas como sendo filmes moles ou filmes duros. Os filmes moles degradam facilmente quando expostos ao ar livre e umidade, portanto são facilmente danificados e o seu tempo de vida é limitado. Os filmes moles geralmente são formados por uma fina camada de metal puro sobre uma placa de vidro. Entre os metais usados para obter estes filmes podemos citar o estanho, prata, ouro e cobre. Com exceção do ouro, estes metais se oxidam rapidamente e conseqüentemente eles devem ser usados em unidades seladas para proteger o filme. Filmes duros são aplicados borrifando um material semicondutor, tal como um óxido de estanho ( $\text{SnO}_2$ ), sobre a superfície de um vidro quente.

Lampert(1981) apresentou uma revisão das tecnologias de deposição de camadas seletivas denominadas de “heat-mirror”. Conforme o próprio autor “heat-mirror” é usado para definir uma

camada seletiva que exibe uma média ou alta transmitância na região visível do espectro, e alta refletância (ou baixa emitância) no infravermelho.

Existe uma classe de filmes seletivos denominados de Low-e ou filmes de baixa emissividade. Estes são caracterizados por apresentarem um valor de emissividade menor que 0,45, sendo que filmes de prata podem alcançar valores de emissividades da ordem de 0,1. Uma janela com baixa emissividade normalmente também apresenta baixo coeficiente de absorção e, conseqüentemente, uma alta refletância no infravermelho. Dahlen (1987) apresentou uma investigação sobre filmes de baixa emissividade para uso em sistemas de janelas preexistentes (aplicações de "retrofit"). Esta técnica está em uso desde 1978 e a chave para o adequado projeto destes filmes em aplicações de retrofit, é proteger as finas camadas metálicas por filmes plásticos que estendem sua vida útil em cerca de 5 anos.

Filmes finos de CdSe, freqüentemente usados em aplicações de células solares, foram também investigados para uso em janelas como filtros de radiação solar por Sebastian e Sivaramakrishnan (1992). A sua caracterização em termos das propriedades refletância e transmitância, indica que os filmes de CdSe exibem características para controle solar superiores a tintas metálicas usadas com este mesmo fim em janelas comerciais. No mesmo ano, Sebastian e Pattabi (1992) apresentaram um trabalho sobre o uso de filmes de  $\text{Cu}_2\text{Se}$  para controle solar. Estes filmes apresentam uma moderada transmitância e baixa refletância na região do visível, enquanto que uma alta refletância e baixa transmitância no infravermelho.

Modelos matemáticos para verificar o comportamento térmico de janelas com filmes para controle solar foram propostos por Alvarez et al. (1998-a) e Alvarez et al. (1998-b). Ambos modelos são implementados aplicando-se a equação da conservação da energia unidimensional na direção transversal da janela. No trabalho de Alvarez et al. (1998-a) o modelo é em regime permanente e a equação da energia é aplicada somente na placa de vidro. Devido à espessura do filme ser desprezível comparada à espessura do substrato de vidro, é realizado um simples balanço de energia no filme. O modelo matemático é validado com medidas experimentais realizadas pelos próprios autores. No trabalho de Alvarez et al. (1998-b) o sistema estudado é um conjunto de vidro duplo com uma camada de controle solar e um filme de polímero, ambos colocados entre as placas de vidro. O modelo matemático proposto é em regime transiente e

unidimensional na direção transversal do sistema. Neste caso a equação da energia é aplicada a cada uma das superfícies que conforma o sistema, com exceção da camada seletiva cuja espessura é considerada desprezível se comparada as espessuras das placas de vidro e do polímero (a espessura da camada seletiva apresenta uma espessura igual a  $0,3 \mu\text{m}$ , a espessura do polímero é de  $1\text{mm}$  e as placas de vidro tem uma espessura de  $3\text{mm}$  cada). Neste caso também são realizadas medidas experimentais para validar o modelo. Em ambos trabalhos são estudados o efeito das camadas seletivas sobre o coeficiente de sombreamento.

### 2.3.2 Janelas evacuadas

Janelas evacuadas têm sido projetadas com o objetivo de alcançar altos índices de desempenho térmico inibindo a transferência de calor por condução e convecção. Os sistemas de janelas evacuadas consistem de duas placas de vidro separadas por um espaço evacuado e seladas nos contornos. Um conjunto de pequenos suportes de vidro são distribuídos na extensão da superfície da cavidade, de modo a aumentar a resistência mecânica do sistema e assim evitar o quebre dos vidros devido à pressão atmosférica sobre a janela. Transferência de calor por condução continua a acontecer através dos pilares e por tanto estes devem ser projetados de modo a maximizar a resistência mecânica minimizando a transferência de calor através destes.

A utilização usual e mais eficiente deste tipo de janelas é em climas frios onde o objetivo principal é evitar as perdas de calor. A sua utilização eficiente em climas quentes, requer o uso de tecnologias adicionais como por exemplo filmes seletivos de modo a filtrar parte da radiação solar no infravermelho próximo.

De acordo com um documento do CADDET(1999) e também Collins e Simko(1998), a universidade de Sydney na Austrália, fabricou a primeira janela evacuada em escala real em 1989 e licenciou esta tecnologia para uma companhia japonesa que produziu este tipo de janelas comercialmente em 1997 sob o nome de SPACIA (CADDET, 2001).

A Figura 2.3 mostra a estrutura básica de uma janela evacuada e uma vista em seção mostrando detalhes da unidade como os pilares que dão suporte e resistência mecânica à janela, assim como também o bico do tubo por onde é produzido o vácuo.

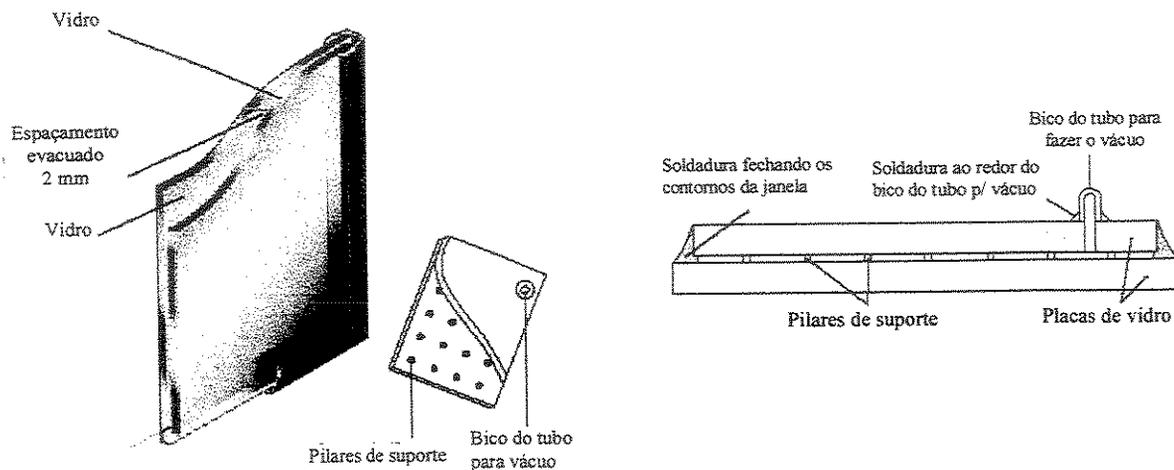


Figura 2.3 Estrutura de uma janela evacuada: *Adaptado do CADDET(2001).*

O potencial benefício de uma janela evacuada é alcançado somente depois de vencer uma série de desafios no projeto e manufatura destas. Entre estes desafios tem-se a extrema redução de pressão dentro da cavidade selada, que deve alcançar valores típicos de cerca de  $10^{-6}$  atmosferas para poder apresentar baixos índices de condutividade térmica, de forma que este modo de transferência de calor possa ser desprezível, assim como também a transferência de calor por convecção. De modo a manter esse vácuo na cavidade por longos períodos (décadas no caso de janelas comercialmente disponível), é essencial que os contornos da janela sejam perfeitamente selados para evitar completamente o ingresso de ar, tornando-se o segundo grão desafio na construção de janelas evacuadas.

Como terceiro desafio, podemos citar o efeito da pressão atmosférica sobre as superfícies externas dos painéis de vidro que conforma a janela. A diferença de pressão entre a cavidade evacuada e a pressão atmosférica, alcança valores extremos que a estrutura do vidro pode não ser capaz de agüentar. Neste caso se faz necessário incorporar à estrutura da janela um conjunto de pilares distribuídos na cavidade de modo a manter a separação entre as placas de vidro. Estes pilares resultam em concentração de tensões localizadas e também permitem o contato térmico entre os vidros, degradando o potencial de isolamento da janela. Conforme Collins e Simko(1998) a máxima tensão se dá exatamente sobre os pilares de separação e a magnitude desta tensão é determinada pela separação entre os pilares e a espessura das placas de vidro. O

conhecimento destes parâmetros permite projetar de forma otimizada o número de pilares e a distância entre estes, devendo considerar também o efeito da condução térmica através dos pilares.

Um quarto desafio para o projeto de uma janela evacuada diz respeito à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo separados pela janela em questão. Ambas placas que conformam a janela são submetidas a expansão térmica associadas à temperatura do ambiente em contato. A diferença de temperatura existente entre os ambientes interno e externo deve provocar diferentes graus de expansão térmica em cada uma das placas tendendo a provocar uma curvatura na estrutura da janela e que esta deverá ser capaz de suportar. Para aliviar estas tensões produzidas das diferenças de expansão térmica, duas estratégias têm sido sugeridas. Uma destas é usar um metal flexível para selar os contornos da janela de modo a permitir o deslocamento relativo entre as duas placas de vidro. O segundo método funde rigidamente e junto os contornos das duas placas de vidro, existindo pouco movimento lateral das duas placas sobre os pilares. Neste tipo de construção no entanto, a diferença de temperatura resulta numa significativa tensão mecânica e, espera-se que a combinação destas tensões com aquelas devido à diferença de pressão sejam suficientemente pequenas de modo que as placas de vidro não quebrem.

Sullivan et al.(1996) apresentaram uma investigação sobre o comportamento térmico de janelas evacuadas para uso residencial. Os autores realizaram comparações dos resultados obtidos com as janelas evacuadas com aqueles obtidos para 4 janelas consideradas de alto desempenho ou como denominadas pelos autores desse trabalho “superwindows”. Uma das janelas evacuadas foi construída com dois painéis de vidro de 4 mm de espessura, com uma fina camada seletiva de baixa emitância em cada vidro e o espaçamento evacuado entre as placas de vidro como sendo de 0,15 mm. A segunda janela evacuada é uma modificação da primeira, adicionando-se uma placa de baixa emitância no lado quente da janela e com uma separação, entre a placa e a janela evacuada, de 12,5 mm preenchida com ar. Duas das janelas usadas para comparação são identificadas pelos autores como R8 e R12.5. A janela R8 é formada por duas placas de vidro claro de 3,2 mm com um filme de baixa emitância suspenso entre as duas placas de vidro. Duas cavidades são formadas entre as placas de vidro e o filme, e estas são preenchidas com gases absorventes (50% de Kriptônio e 50% de xenônio). A janela denominada R12.5 é formada por quatro camadas, sendo duas placas de vidro claro de 3,2 mm e duas camadas de filmes de baixa

emitância posicionados entre os vidros. As três cavidades disponíveis são preenchidas com gás xenônio. Dois sistemas de janelas adicionais são utilizados também como comparação. Um deles é formado por um duplo painel de vidro de baixa emitância e com gás argônio preenchendo a cavidade, e o outro sistema é uma janela de vidro duplo convencional formada por vidros claros. Entre os parâmetros estudados e considerados para efeito de comparação tem-se o coeficiente global de transferência de calor, o coeficiente de sombreamento e o coeficiente de ganho de calor solar. Resultados mostram que as configurações de janelas evacuadas descritas neste estudo apresentam um desempenho levemente inferior as janelas R8 e R12.5 e um melhor desempenho que as outras duas janelas utilizadas para comparação.

Lenzen e Collins(1997) realizaram ensaios de longa duração (cerca de um ano) com janelas evacuadas submetidas a condições ambientais externas como seria num caso real de utilização. Foram feitas observações sobre exposições a grandes diferenças de temperatura e ciclos térmicos, verificando-se o efeito destas condições sobre o desempenho do sistema do ponto de vista térmico e da sua integridade Os resultados obtidos, embora preliminares, fornecem suporte para considerar as janelas evacuadas como viáveis na sua utilização em aplicações práticas.

O trabalho de Collins e Simko(1998) representa uma excelente revisão sobre os sistemas de janelas evacuadas e uma importante fonte de informações técnicas sobre o estado da arte desta tecnologia. Neste trabalho os autores descrevem as técnicas de projeto e construção de janelas evacuadas, assim como os diferentes problemas encontrados durante o estágio de projeto e as possíveis alternativas de solução.

### **2.3.3 Janelas com gases absorventes**

O uso de gases absorventes encapsulados entre placas de vidro pode ser uma boa alternativa para obter janelas que apresentam características de isolantes térmicos. Os gases a serem utilizados devem apresentar baixa condutividade térmica, para reduzir a troca térmica por condução, e alta viscosidade, necessária para limitar a convecção natural. Além destas características físicas dos gases, algumas outras devem ser observadas e levadas em conta para este tipo de aplicações:

- Não devem sofrer degradação quando expostos a luz solar e radiação ultravioleta

- Não devem reagir quimicamente com os painéis de vidro, materiais utilizados para selar a cavidade com gás e componentes como o caixilho da janela.
- Não devem ser tóxicos nem agredir o meio ambiente
- Não devem sofrer condensação na cavidade quando expostos a baixas temperaturas
- Devem ser facilmente encontrados e com baixo custo.

Entre os gases mais utilizados ou que tem sido cogitados para este tipo de aplicações podemos citar; Ar atmosférico, dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), argônio (Ar), xenônio (Xe), criptônio (Kr), hexáfluoreto de enxofre ( $\text{SF}_6$ ), dióxido de enxofre ( $\text{SO}_2$ ), refrigerante diclorodifluormetano ou Freon 12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ), etc.

Reilly et al.(1990) publicaram um trabalho sobre os efeitos térmicos dos gases que absorvem a radiação infravermelha colocados nos painéis de janelas e comparam os resultados do modelo com medidas experimentais. No trabalho foi utilizado um modelo unidimensional com um esquema elementos finitos e volume de controle para calcular a troca térmica através de uma janela horizontal preenchida com o gás absorvente. Na parte experimental a janela foi aquecida pelo topo para eliminar os efeitos convectivos. Os resultados numéricos e experimentais mostram boa concordância e ambos indicam que este sistema implica em uma pequena redução do calor transferido através da janela, apresentando-se menos eficiente do que janelas com camadas de baixa emitância na redução do calor transmitido por radiação.

O uso conjunto de gases absorventes com vidros de baixa emissividade deve resultar em sistemas mais eficientes do ponto de vista da transferência de calor. Curvas para o valor global de transferência de calor -  $U$ , para janelas com diferentes gases permitem comparar o desempenho térmico destas e o seu potencial uso como janelas termicamente isolantes. As Figuras 2.4 e 2.5 mostram o valor do coeficiente global de transferência de calor em função do espaçamento entre vidros e para diferentes gases preenchendo a cavidade.

O refrigerante diclorodifluormetano ou Freon 12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) também foi avaliado nas Figuras 2.4 e 2.5 e mostra-se eficiente na redução da transferência de calor. Porém, devido a sua agressividade sobre o meio ambiente, sendo capaz de destruir a camada de Ozônio, o seu uso está proibido.

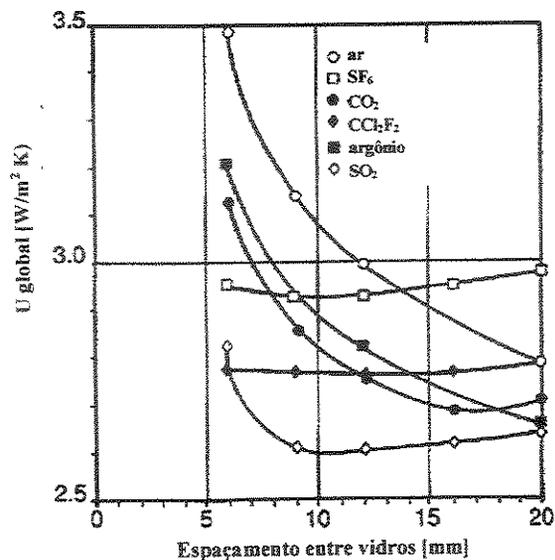


Figura 2.4 Coeficiente global de transferência de calor numa janela de vidro duplo claro preenchida com gás absorvente: adaptado de Elmahdy e Comick(1988)

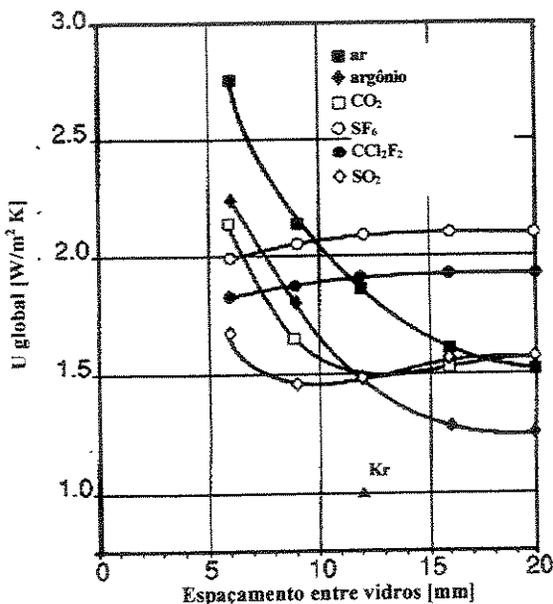


Figura 2.5 Coeficiente global de transferência de calor numa janela de vidro duplo com camadas de baixa emissividade preenchida com gás absorvente: adaptado de Elmahdy e Comick(1988)

Confrontando-se os resultados das Figuras 2.4 e 2.5 podemos observar, que o uso de placas de vidro com películas de baixa emissividade, melhora o desempenho do sistema.

Diversos estudos sobre janelas de vidro duplo, preenchidas com gases absorventes, têm sido difundidos na literatura especializada, abordando diversos aspectos relativos a este tipo de tecnologia de janelas. Um destes aspectos é a deformação causada nos painéis de vidros devido a mudanças na pressão atmosférica e na temperatura do ambiente onde a janela está inserida. Assim, aumento na pressão atmosférica e quedas de temperatura deve provocar uma curvatura para dentro como mostrado na Figura 3.6a, enquanto que quedas na pressão e aumento na temperatura os vidros se deformarão arqueando-se para fora, Figura 2.6b.



Figura 2.6 Deformação numa janela de vidro duplo com gás devido a mudanças na pressão e temperatura.

Bernier e Bourret(1997) apresentaram os resultados de um estudo que visa quantificar a mudança do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) causada pela curvatura das placas de vidro numa janela de vidro duplo formando uma cavidade preenchida com gás. Na primeira parte do trabalho, são brevemente revisadas as equações que governam a deformação das placas e a transferência de calor através da janela dupla. Resultados mostram que o valor  $U$  de um dado sistema de janela (janela de vidro triplo de baixa emissividade e preenchida com ar) pode variar até 5% acima e 10% abaixo da média anual.

O efeito da convecção natural, cujo aparecimento depende de parâmetros geométricos como a razão de aspecto ou de parâmetros termofísicos como a viscosidade, tende a ser um problema sério já que destrói a característica isolante que apresenta a janela quando o gás de baixa condutividade está estagnado. Zhao et al.(1997) estudaram este fenômeno em cavidades retangulares altas preenchidas com gás, tipicamente encontradas em sistemas de janelas de vidros duplos, submetidas a temperatura constante nas paredes e isoladas na base e no topo da cavidade.

Foram determinados o número de Rayleigh crítico no qual fluxo multicelular tem início para relações de aspecto de 10,7 até 80. Através de uma análise numérica do escoamento e da transferência de calor baseada no método dos elementos finitos, foram realizados cálculos sobre a faixa de relação de aspecto, com o número de Rayleigh variando dentro do regime laminar. Os cálculos revelam que para relações de aspecto entre 10,7 e 30, o padrão de escoamento multicelular desaparece antes do escoamento entrar em regime turbulento, além disso, a menor relação de aspecto na qual o padrão de escoamento multicelular existe foi de 10,7, a qual é menor do que o valor limite inferior (12) publicado por outros autores. São apresentados resultados do valor global de transferência de calor ( $U$ ) em função do Nusselt médio.

Larsson et al.(1999) apresentaram uma investigação numérica e experimental de uma janela constituída por três painéis de vidro, formando duas cavidades preenchidas com gás criptônio. As placas de vidro externa e interna apresentam uma de suas superfícies (aquela voltada para a cavidade) como sendo de baixa emissividade. Um esquema típico deste tipo de janela é mostrado na Figura 2.7.

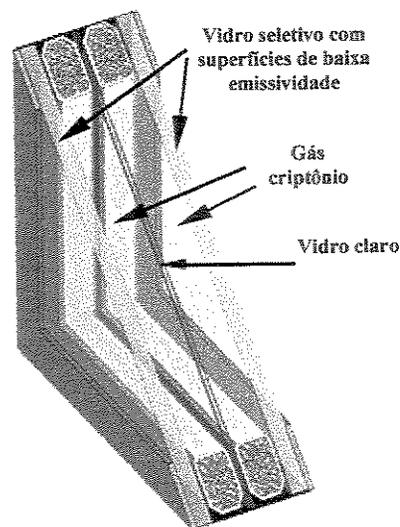


Figura 2.7 janela de vidro triplo com gás criptônio.

#### 2.3.4 Janelas com aerogel e material de mudança de fase

As cavidades presentes em janelas de vidro duplo e triplo, e que eram preenchidas com gases absorventes, podem ser preenchidas também com outros tipos de materiais que possuam como características principais a transparência e a capacidade de serem bons isolantes térmicos.

Um destes materiais é o aerogel de sílica. Este consiste de uma estrutura porosa formada por pequenos fragmentos de sílica de tamanho menor do que o comprimento de onda visível, sendo o 97% do seu volume ocupado por ar. O tamanho típico destas partículas é entre 0,005  $\mu\text{m}$  e 0,01  $\mu\text{m}$  (Elmahdy e Comick,1988). Assim, o ar ou outro gás de baixa condutividade térmica ocupando os espaços vazios, lhe confere a este material a sua capacidade isolante, que aliada a sua transparência torna o aerogel de sílica um promissório material para uso em janelas. A condutividade típica do aerogel de sílica é da ordem de 0.017 W/mK (<http://eetd.lbl.gov/ECS/aerogels/>).

Em (1983) Rubin e Lampert apresentaram um trabalho que descreve o uso de aerogel de sílica para isolamento térmico de janelas. Alguns problemas com o aerogel são que ele se quebra facilmente, necessita boa vedação, além de proteção mecânica.

Um novo tipo de aerogel, denominado de xerogel e cujo processo de fabricação exclui a secagem supercrítica presente na fabricação do aerogel, foi reportado por Einarsrud et al.(1993). Os autores apresentam algumas propriedades óticas e térmicas do novo material para três tipos de amostras diferentes, caracterizando-se todas elas por um maior coeficiente de condutividade térmica (tipo I - 0,047 W/mK; tipo II – 0,024 W/mK e tipo III – 0.018 W/mK) e também uma maior densidade em relação ao aerogel de sílica. Curvas de transmitância em função do comprimento de onda das amostras xerogel apresentam um comportamento semelhante entre si e em relação à amostra de aerogel, no entanto verifica-se que na região visível o aerogel transmite menos radiação do que o xerogel, indicando uma maior transparência deste novo material. Mais tarde, Duer e Svendsen(1988) apresentaram os resultados de uma nova investigação envolvendo o uso de aerogel de sílica para sistemas de janelas. O trabalho reportado representa um resumo do trabalho que tem sido realizado dentro de um projeto maior da International Energy Agency – Solar Heating and Cooling Programme – Task18. (<http://www.iea.org/>).

Radiação solar passando através de janelas pode ser armazenado em elementos como materiais de mudança de fase (PCM) incorporados à estrutura da janela. Este conceito de controle térmico foi estudado inicialmente para uso em paredes e tetos, mostrando-se efetivo em reduzir a carga térmica para o interior das edificações (Castro,1991)

Henríquez(1996), Ismail e Henríquez(1998) e Ismail e Henríquez(2001) desenvolveram esse mesmo conceito em sistemas de janelas. A investigação foi realizada através de um estudo numérico e experimental, considerando uma janela de vidro duplo com material de mudança de fase encapsulada entre os painéis de vidro. Um levantamento das propriedades óticas do sistema mostrou a sua efetividade em reduzir a transmitância de radiação solar quando comparado ao caso de uma janela de vidro simples. A Figura 2.8 mostra uma curva de transmitância típica em função do comprimento de onda para uma janela com material de mudança de fase e uma janela simples. Resultados numéricos do desempenho térmico também mostram que o sistema é efetivo no controle da carga térmica.

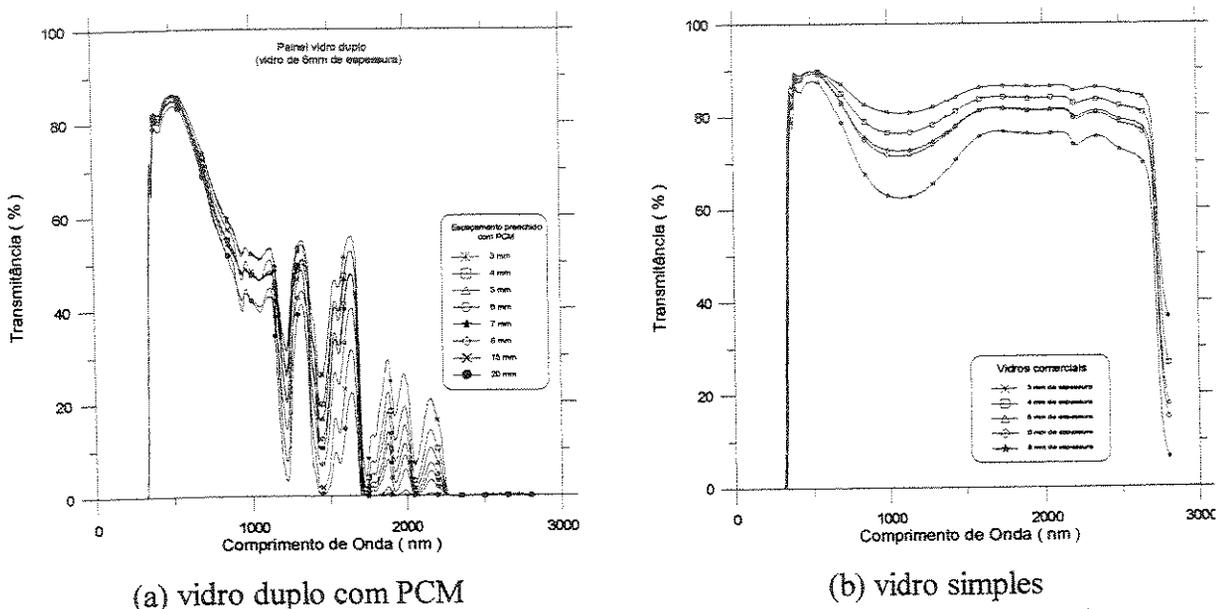


Figura 2.8 Curvas de transmitância em função do comprimento de onda

Manz et al.(1997) propuseram um sistema similar, cavidade formada por painéis transparentes preenchida com material de mudança de fase, para armazenamento de calor e posterior redirecionamento para o ambiente interno. O sistema foi modelado matematicamente e complementado com uma análise experimental.

### 2.3.5 Janelas ventiladas

Permitir o escoamento de um fluido entre duas placas de vidro tem sido apontado como uma possível solução de uma janela eficiente para climas frios, semelhante a uma parede trombe,

onde o ar do ambiente interno é forçado a passar entre as placas de vidro aquecendo-se ao longo do percurso. No entanto, este conceito pode ser também uma excelente solução para climas quentes uma vez que o fluido que escoar pelo canal pode resfriar as placas de vidro aquecidas pela absorção de radiação solar, e com isto diminuir o ganho de calor solar.

Este tipo de janelas é conhecido como janelas ventiladas e são constituídas por placas de vidros duplos e/ou triplos com as extremidades abertas e um escoamento de ar no canal formado pelas placas. Basicamente esta técnica é uma combinação de coletor solar e janela termicamente eficiente. Em climas frios, o ar que passa através dos vidros é aquecido e admitido para ambiente interno, ajudando na calefação deste espaço. Em algumas aplicações estas janelas podem servir também para ajudar a ventilar espaços internos de forma passiva. Em climas ou períodos quentes, o ar que circula pelo canal deve ser expelido para o exterior ou retornar para um sistema de refrigeração via dutos. A circulação de ar entre as placas pode ser do tipo forçada ou natural. Um esquema básico de janela ventilada pode ser observado na Figura 2.9.

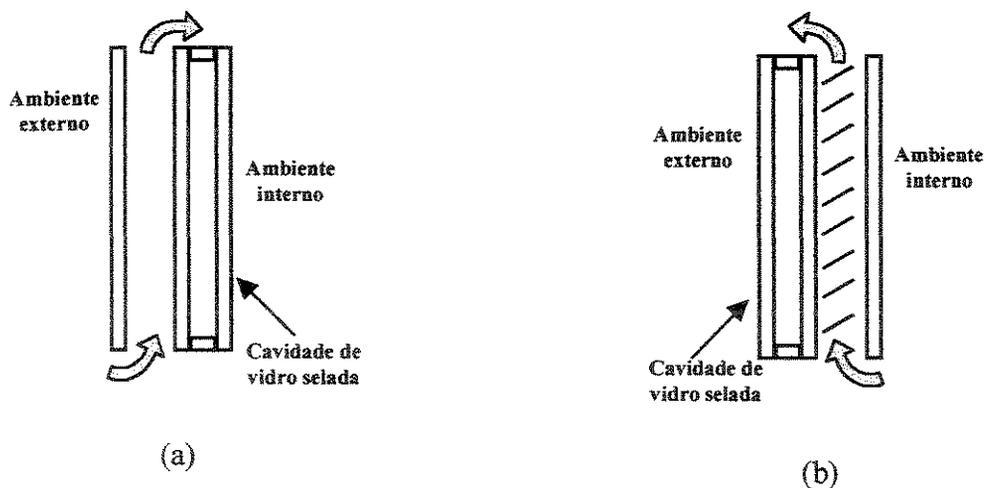


Figura 2.9 Esquema de uma janela ventilada.

As janelas ventiladas podem ser usadas com duas finalidades como mostra a Figura 2.9. No esquema da Figura 2.9-a podemos observar que ar externo aquecido no canal pode ser admitido para o ambiente interno ajudando no aquecimento deste. No caso da Figura 2.9-b a janela atua como um exaustor permitindo a ventilação do ambiente interno e carregar parte do calor absorvido na janela. Venezianas móveis, embutidas entre placas de vidro, ajuda no controle da admissão de calor solar. Alguns projetos mais sofisticados permitem a movimentação automática

das venezianas interna. Diversos estudos sobre este tipo de janelas podem ser encontrados na literatura.

Rheault e Bilgen(1989) estudaram um sistema de janela de vidro duplo com veneziana móvel instalada entre as placas de vidro. As laminas que compõem a veneziana podem pivotar livremente na horizontal dentro da cavidade, de modo que quando a veneziana se encontra completamente fechada, as laminas situam-se paralelas às placas de vidro, e na posição completamente aberta, estas ficam perpendiculares ao vidro. O sistema é estudado através de uma análise teórica unidimensional em regime permanente, considerando as trocas térmicas convectivas e radiativas. No modelo são consideradas as trocas térmicas com as paredes da sala, assumindo que todas as superfícies se comportam como corpos negros à temperatura do ar no ambiente interno. As equações resultantes do modelo são não lineares e estas são resolvidas usando um método numérico iterativo. Apresentam-se resultados comparando-se com um caso de janela regular em condições climáticas típicas do Canada, para inverno e verão, incluindo-se o efeito da inclinação das laminas da veneziana. Os resultados mostram que é possível alcançar uma economia de energia de 36% durante o inverno, e 47% durante o verão fazendo uso deste tipo de janelas.

Zhang et al.(1991) reportaram um estudo que documenta o efeito isolante de uma veneziana instalada dentro de uma cavidade formada por duas placas de vidro. Os autores focalizaram o estudo sobre o efeito da veneziana na distribuição de temperatura, no campo de escoamento devido à convecção natural na cavidade e sobre o coeficiente global de transferência de calor. O estudo foi realizado através de uma análise numérica considerando as equações fundamentais da transferência de calor e movimento, e adotando uma formulação em regime permanente. A condição de contorno de temperatura constantes nas paredes adotada neste trabalho, limita o alcance dos seus resultados.

Um trabalho experimental sobre o conceito de janelas ventiladas foi reportado por Onur et al.(1996). As venezianas foram instaladas entre duas placas de vidro de 120x80 cm e foram testadas sob condições ambientais reais. Curvas de diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo são apresentadas como função da hora ao longo do dia.

Klems e Warner(1997) apresentaram medidas de transmitância e refletância bidirecional de uma janela com venezianas. São utilizados esquemas de cálculos para produzir propriedades hemisféricas direcionais e coeficientes de ganho de calor solar para venezianas em combinação com vidros duplos claros. Resultados são apresentados para três ângulos de inclinação das laminas das venezianas e para os casos em que a veneziana é montada por detrás ou entre os vidros da janela de vidro duplo. As implicações dos resultados para os cálculos do ganho de calor solar são discutidas no contexto da posição solar para St. Louis, em Missouri EUA.

Tanimoto e Kimura(1997) apresentaram um procedimento de calculo numérico para um sistema de janela ventilada, integrada a uma cortina e uma veneziana. A veneziana encontra-se localizada entre o vidro e a cortina. No modelo é considerada a transferência de calor por condução, convecção e radiação infravermelha. Também o modelo considera a absorção de radiação solar e o efeito do escoamento de ar entre o vidro e a cortina. O conjunto de equações resultante do modelo é resolvido numericamente usando o método de diferenças finitas com esquema implícito.

Haddad e Elmahdy(1998) desenvolveram um modelo e um programa computacional para simular a performance de uma janela convencional e uma janela ventilada, considerando condições climáticas de Ottawa canada. Foi encontrado que a janela ventilada permite uma maior calor ganho do que a janela convencional. Isto é especialmente benéfico durante o inverno ou climas frios. Este incremento é devido principalmente à redução na perda de calor condutivo do que ao aumento na admissão de calor. Os resultados também sustentam o fato de que a janela ventilada pode também ser empregada continuamente para satisfazer a ventilação requerida do espaço com uma pequena penalidade na carga de resfriamento durante o verão.

Um trabalho reportado por Tokio Electric Power Company – TEPCO(1998) relata o uso de janelas ventiladas com venezianas automáticas integradas entre os painéis de vidro. Essas janelas foram projetadas e construídas para serem instaladas no novo prédio onde funciona o centro de pesquisas e desenvolvimento da companhia. A opção por esse tipo de janelas obedece a uma necessidade de controlar a admissão de calor e luz de uma maneira eficiente. As possibilidades de controle com este tipo de janela poder ser observadas da Figura 2.10, adaptada de TEPCO(1998).

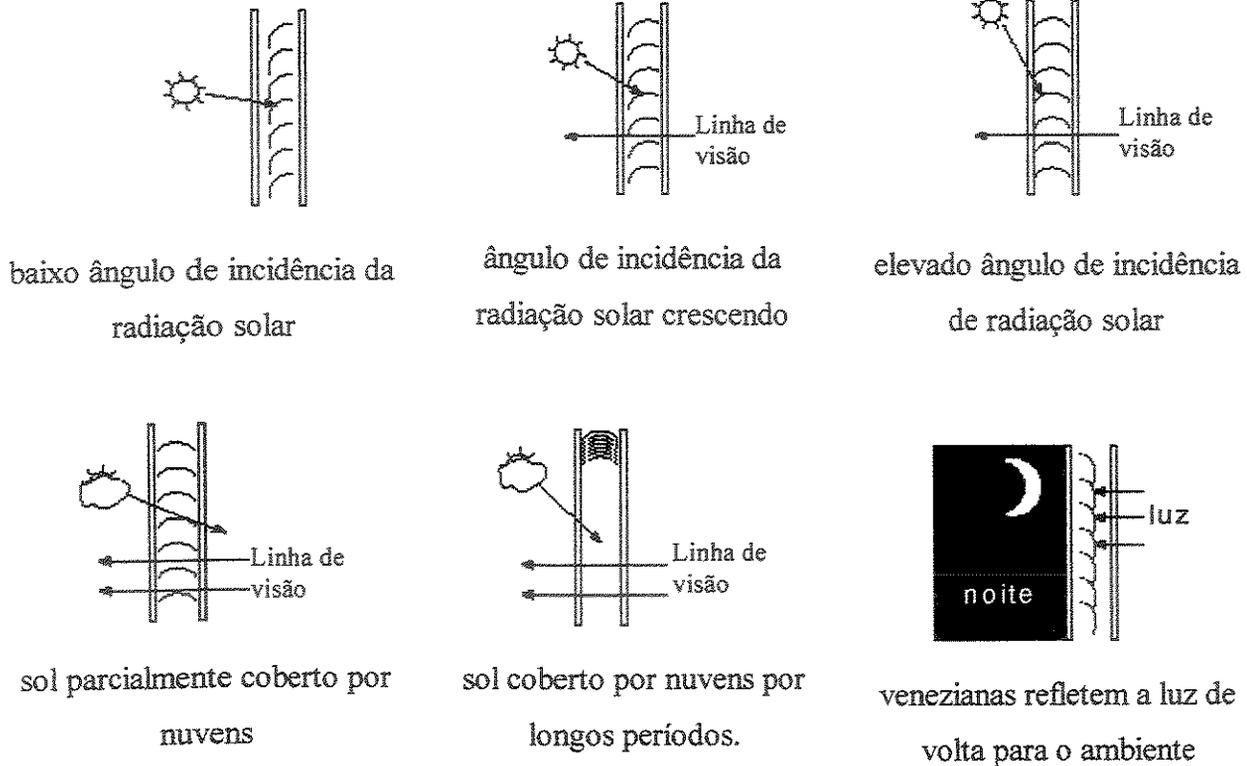


Figura 2.10 Controle de ganho de calor e luminosidade com janelas ventiladas com venezianas integradas no sistema.

Etzion e Erell(2000) apresentaram uma nova janela ventilada que incorpora um caixilho giratório com duas placas de vidro (uma clara transparente e a outra com uma superfície absorvente) aberto na base e no topo formando um canal por onde escoar ar. No verão, o vidro absorvente faceia o ambiente externo absorvendo o excesso de radiação solar incidente e o ar aquecido no canal é expelido para o exterior. No inverno, a janela é girada de modo que a placa absorvente fique em contato com o ambiente interno reduzindo as perdas de calor e permitindo que o ar aquecido entre para o interior da edificação.

### 2.3.6 Janelas inteligentes

Materiais cromogênicos são os mais promissórios materiais para a construção de janelas altamente eficientes. A característica básica que torna estes materiais atraentes para o uso na fabricação de janelas é a sua capacidade de mudar as propriedades óticas conforme é estimulado pela luz, calor ou uma corrente elétrica. Os materiais que tem suas propriedades alteradas pela luz

são denominados de fotocrômicos, os que sofrem alterações com o calor denominam-se de termocrômicos e finalmente aqueles que apresentam mudanças quando submetidos a um campo elétrico são chamados de electrocrômicos.

Os materiais cromogênicos vêm sendo pesquisados desde algumas décadas e ainda estão em fase laboratorial para o caso de aplicações em janelas. A capacidade de mudar automaticamente as propriedades óticas conforme é estimulado pela radiação solar incidente, tem contribuído para denominar de janelas inteligentes ou janelas “switchable” a aquelas janelas fabricadas com estes materiais.

No caso das janelas electrocrômicas, estas são formadas tipicamente por 5 camadas de filmes finos encapsuladas entre duas placas de vidro como mostra a Figura 2.11. As camadas condutoras, camadas 2 e 6 na figura, são transparentes e usualmente fabricadas de oxido de estanho dopado com índio (Seeboth et al., 2000), enquanto que a camada 3 corresponde a uma região de armazenamento de íons de Lítio ( $\text{Li}^+$ ) ou Hidrogênio ( $\text{H}^+$ ). A camada 4 é formada por um eletrólito ou condutor iônico, o qual apresenta uma alta condutividade para pequenos íons tais como  $\text{Li}^+$  ou  $\text{H}^+$ . A camada 5 corresponde a um filme fino electrocrômico tipicamente formado por óxido de tungstênio  $\text{WO}_3$ , embora também tenham sido pesquisados nos últimos anos óxidos metálicos, tipo  $\text{NiO}$ ,  $\text{MoO}_3$  e  $\text{IrO}_x$  para uso com este fim (Seeboth et al., 2000).

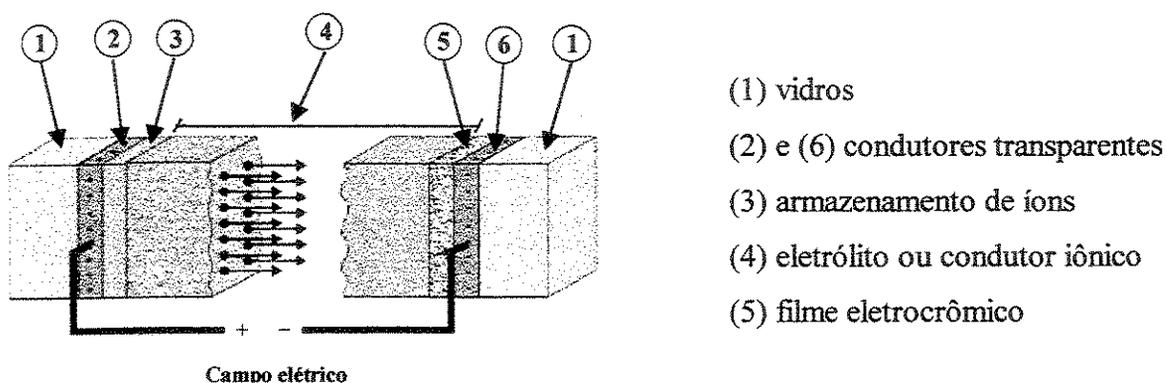
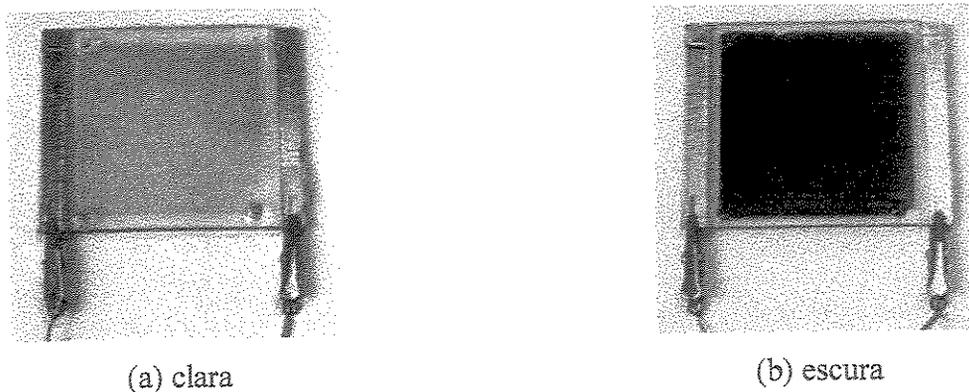


Figura 2.11 Esquema de uma janela electrocrômica.

A mudança nas propriedades óticas está ligada à presença de íons na camada electrocrômica, que migram desde o reservatório de íons através da camada eletrolítica, causando absorção de luz

visível e como resultado o escurecimento da janela. A Figura 2.12 mostra um protótipo de janela eletrocromica (<http://www.nrel.gov/buildings/windows/how.html>) nos seus estados transparente e opaco.



fonte: <http://www.nrel.gov/buildings/windows/how.html>

Figura 2.12 Protótipo de janelas eletrocromicas.

Entre as vantagens dos materiais eletrocromicos temos o baixo consumo de energia elétrica. Este somente acontece durante o processo de mudança das propriedades óticas e isto é feito com uma voltagem entre 1 e 5 volts.

Rottkay et al.(1996) do Lawrence Berkeley National Laboratory, na Universidade da California apresentaram os resultados de uma investigação envolvendo a caracterização ótica de dispositivos eletrocromicos. As curvas de transmitância e refletância são apresentadas como função do espectro solar e para condições de transparência e opacidade do dispositivo.

Um ano mais tarde, em 1997, um relatório do Lawrence Berkeley National Laboratory, na Universidade da Califórnia contendo os resultados finais de um projeto sobre janelas cromogênicas foi publicado - Rubin(1997). O trabalho foi conduzido no marco de um programa da International Energy Agency: Solar Heating and Cooling Program e consistiu em avaliar e comparar as propriedades de uma variedade de vidros cromogênicos. As informações recopiladas têm como finalidade o uso em cálculos do desempenho térmico e a determinação da viabilidade do uso desses dispositivos.

Assis(1998) desenvolveu uma investigação sobre a caracterização ótica de materiais transparente para uso em edificações. Este trabalho corresponde a uma tese de doutorado

defendida na Faculdade de Engenharia Civil da UNICAMP e entre materiais caracterizados temos dispositivos eletrocromáticos desenvolvidos entre a EESC - USP - São Carlos e o Institut für Neue Materialien (INM) - Saarbrücken - Alemanha.

O Laboratório de Polímeros Condutores e Reciclagem do Instituto de Química da Unicamp também vem desenvolvendo pesquisas sobre dispositivos eletrocromáticos, De Paoli e Ribeiro (<http://policond8.iqm.unicamp.br/~mdepaoli/projetos/adriana.html>), visando a sua aplicação em janelas inteligentes.

Seeboth et al.(2000) apresentam uma revisão dos últimos 10 anos de pesquisa no desenvolvimento de dispositivos de controle solar usando materiais eletrocromáticos, gel termotrópico e sistemas de cristal líquido.

Mais informações sobre sistemas cromogênicos pode ser encontrado em: [http://windows.lbl.gov/comm\\_perf/electroSys.html](http://windows.lbl.gov/comm_perf/electroSys.html).

## 2.4 Trabalhos experimentais

Recentes progressos em projetos de novos tipos de janelas que atendem as necessidades de maior eficiência em termos energéticos, têm aumentado a demanda de avaliação das características térmicas destes sistemas. Diversos métodos analíticos e numéricos tem sido desenvolvidos como forma de suprir esta demanda, porem os métodos experimentais continuam sendo os mais confiáveis, mesmo porque, os modelos matemáticos, nos quais estão baseadas as simulações numéricas, necessitam ser validados, e isto é feito através da experimentação. Estes trabalhos experimentais são altamente importantes no sentido de fornecer dados reais sobre as janelas que serão utilizadas nos prédios permitindo assim a avaliação das cargas térmicas e a alimentação de dados em programas computacionais para uma melhor avaliação do desempenho térmico.

A literatura reporta diversos métodos experimentais na análise do desempenho térmico de janelas. Lexen(1988) apresentou um trabalho no qual discute a construção e uso de um calorímetro para medir e comparar valores de coeficientes globais de transferência de calor ( $U$ ) de janelas. Elmahdy(1992) faz uma descrição da instalação experimental do Conselho Nacional

de Pesquisa do Canadá para teste de janelas e portas. A montagem experimental é composta de uma caixa quente com proteção térmica, um sistema que controla a temperatura constante do lado da sala e um gerador de vento do lado externo. O trabalho também apresenta um procedimento de teste e comparação dos resultados com outras montagens. Harrison e Dubrous(1992) apresentaram uma investigação que utiliza a instalação de um simulador solar canadense para avaliar o coeficiente  $U$  e o coeficiente de ganho de calor solar de janelas. Uma descrição detalhada da instalação, método de ensaio e avaliação dos efeitos e incertezas nas medidas são também apresentados. Arasteh et al.(1992) apresentaram um trabalho no qual usaram termografia infravermelha para o estudo de transferência de calor através de janelas. O campo de temperatura da superfície do espécimen é capturado usando um scanner infravermelho.

## 2.5 Escoamento em canais

Sendo o objetivo principal desta tese o estudo numérico de uma janela ventilada e que o tratamento matemático do problema envolve o fenômeno do escoamento e a transferência de calor num canal de placas paralelas verticais, uma revisão bibliográfica do assunto se faz necessária.

Elenbaas(1942) publicou um trabalho sobre a convecção natural entre placas paralelas verticais isotérmicas. Desse trabalho se desprendem duas condições limites do escoamento; o da placa plana, para altos números de  $Ra$  ou para canais curtos, e o do escoamento plenamente desenvolvido no caso de canais longos e cuja razão de aspecto seja favorável a esta condição. Bodoia e Osterle(1962) publicaram uma solução numérica do problema. Eles estudaram o escoamento induzido entre placas verticais paralelas por convecção natural devido ao aquecimento simétrico das placas. As placas foram mantidas a uma temperatura uniforme e constante acima da temperatura ambiente. Os seus resultados foram comparados com os apresentados por Elenbaas, encontrando boa concordância entre estes, exceto para baixos números de  $(Ra b / H)$ . A solução numérica foi realizada pelo método de diferença finitas com malha retangular. Mais tarde, Aung et al.(1972) estudaram o escoamento natural entre placas paralelas submetidas a condições de contorno de temperatura e fluxo de calor uniforme nas paredes do canal. A investigação experimental foi feita utilizando-se de interferometria holográfica. Em outro trabalho, Aung(1972) obteve uma solução em regime permanente para o

mesmo problema com as mesmas condições de contorno. No mesmo ano, Miyatake e Fujii(1972) publicaram a solução numérica do problema quando uma das placas era isotérmica e a outra isolada.

Um estudo da convecção natural transiente, num canal vertical com placas paralelas aquecidas simetricamente a temperatura constante, foi apresentada por Kettleborough(1972). O interesse principal desse trabalho é o estudo do escoamento na região de entrada do canal. Miyatake et al.(1973) apresentaram a solução numérica do problema com fluxo de calor uniforme em uma das paredes e a outra isolada.

Carpenter et al.(1976) estudaram a transferência de calor por radiação e convecção natural num canal vertical de placas paralelas com condições de contorno de fluxo de calor simétrico nas placas. O fluido entra pela base do canal com temperatura ambiente e perfil de velocidade uniforme. As equações governantes do problema foram resolvidas numericamente pelo método de diferenças finitas utilizando um esquema implícito na equação da conservação da massa e quantidade de movimento, e esquema explícito para a equação da energia. Sparrow et al.(1980) também estudaram a interação radiação e convecção natural num canal vertical de placas paralelas. As condições de contorno utilizadas foram temperatura constante numa das placas e fluxo de calor nulo na outra. Fazendo-se comparações para o problema com e sem o efeito da radiação, constataram que para valores de Grashof intermediários e altos a radiação tem um efeito considerável e que para baixos números de Grashof esta influência é pequena.

Wirtz e Stuzman(1982) apresentaram resultados experimentais para o aquecimento simétrico, com fluxo de calor constante nas paredes. As medições de temperatura nas superfícies das placas são realizadas com sensores tipo termopares e também de forma indireta a través da análise de interferogramas do escoamento.

Bar-Cohen e Rohsenow(1984) apresentaram correlações visando a otimização do espaçamento entre placas verticais. A configuração estudada é encontrada no resfriamento de equipamento eletrônicos e são apresentadas formulas para otimização de placas isotérmicas ou aquecidas com fluxo de calor constante, simétrica ou assimetricamente. Os resultados são

também discutidos por Kraus e Bar-Cohen(1983) em textos sobre a análise térmica de equipamentos eletrônicos.

Burch et al.(1985) estudaram a convecção natural no regime laminar entre placas verticais finitas, considerando o efeito da condução nas placas. O problema foi resolvido numericamente através do método de diferenças utilizando como condição de contorno temperatura constante nas paredes do canal com um valor acima da temperatura de entrada do fluido. Foram realizadas simulações para número de Grashof de 10,  $10^3$  e  $10^6$ ; diferentes razões entre a condutividade da parede e o fluido ( $k_w/k_f=1$  e 10); razão de aspecto do canal ( $L/b$ ) de 5, 1 e 0,5; e finalmente para a razão entre a espessura da parede e a largura do canal (0,1 e 0,5). Os resultados mostram que a condução nas placas tem uma significativa influência sobre a transferência de calor por convecção natural, particularmente para Grashof alto, razão de condutividade baixa e alta razão entre a espessura da parede e largura do canal. Num trabalho similar, Kim et al.(1990) estudaram o efeito da condução em canais verticais de placas aquecidas assimetricamente com um fluxo de calor uniforme nas paredes. O estudo foi realizado para números de Grashof entre 10 e  $10^4$ . Foi empregado um esquema implícito para a resolução numérica das equações. Embora com condições de aquecimento diferentes, o estudo mostrou resultados semelhantes ao do Burch et al.(1985), indicando que a que a condução nas paredes do canal influencia o fluxo mássico e que este aumenta com o aumento da razão entre espessura da parede e espaçamento entre placas. O aumento é maior para aquecimento assimétrico e a condução na parede também afeta o numero de Nusselt médio. A condução na parede afeta significativamente a transferência de calor para altos números de Grashof e baixas relações de condutividade.

Moraes e Dagenet(1991) estudaram o escoamento induzido naturalmente entre duas placas paralelas verticais submetidas a fluxo de calor constante nas paredes que formam o canal. As equações foram resolvidas numericamente pelo método de volume de controle usando o método Simpler. Al-Nimr e El-Shaarawi(1995) apresentaram soluções analíticas para a convecção natural transiente completamente desenvolvida para um canal vertical formado por duas placas paralelas. Eles utilizaram o método de função de Green para a resolução das equações com diferentes condições de contorno. Foram estimados, a temperatura média, a vazão volumétrica e o número de Nusselt local.

Zamora e Hernandez(1997) analisaram a influência dos efeitos da variação das propriedades num escoamento induzido por convecção laminar natural num canal vertical assimetricamente aquecido. Os resultados são comparados com casos onde as propriedades são mantidas constantes, e verifica-se que a variação das propriedades tem uma forte influencia em modelos de recirculação.

Morrone et al.(1997) estudaram numericamente o problema de otimização da separação das placas (relação de aspecto,  $b/L$ ) de canais verticais. As placas aquecidas simetricamente por um fluxo de calor são resfriadas pelo escoamento de ar induzido pela convecção natural. São dadas correlações dos valores ótimos de separação entre as placas como função do numero de Grashof e do fluxo mássico, bem como os perfis de velocidade e temperatura.

Campo et al.(1999) investigaram o efeito de uma seção adiabática na entrada e na saída do canal de placas paralelas verticais aquecidas com fluxo de calor constante e um escoamento por convecção natural entre as placas produto do aquecimento. Os resultados são apresentados em termos do efeito sobre os perfis de temperatura nas paredes do canal e sobre o fluxo mássico induzido.

## **Capítulo 3**

### **Revisão de conceitos fundamentais**

#### **3.1 Introdução**

Neste capítulo serão abordados alguns conceitos fundamentais para compreensão e desenvolvimento do presente estudo. Aqui discutiremos quatro grandes tópicos, começando por uma revisão das correlações mais usadas na determinação dos coeficientes convectivos que são aplicáveis a sistemas de janelas; seguido de um estudo sobre as propriedades óticas de vidros; da apresentação de um modelo para computar a intensidade de radiação solar incidente e temperatura do ambiente externa, que será de grande utilidade para simular posteriormente as condições ambientais nos modelos de janelas a serem estudados; e finalmente será apresentada uma discussão dos parâmetros que são largamente usados para quantificar o desempenho térmico em sistemas de janelas.

#### **3.2 Coeficientes Convectivos**

Um dos mecanismos responsáveis pela transferência de calor através de um sistema de janela é a convecção natural ou forçada. Este modo de transferência de calor atua nas superfícies das janelas que ficam expostas ao meio ambiente interno e externo, todavia, no caso de sistemas de janelas de múltiplas camadas de vidros (janelas duplas e triplas) a convecção também estará presente na cavidade formada pelas placas de vidro. No caso de janelas de vidro duplo ou triplo as placas podem formar uma cavidade selada de modo que a convecção será de tipo natural e a

taxa de transferência de calor dependerá da diferença de temperatura entre as placas. Existe também a possibilidade da cavidade ser aberta nas extremidades (janela ventiladas) de tal forma que, a transferência de calor convectivo será natural ou forçada, dependendo se o sistema de janela é passivo ou ativo. A Figura 3.1 mostra as configurações discutidas.

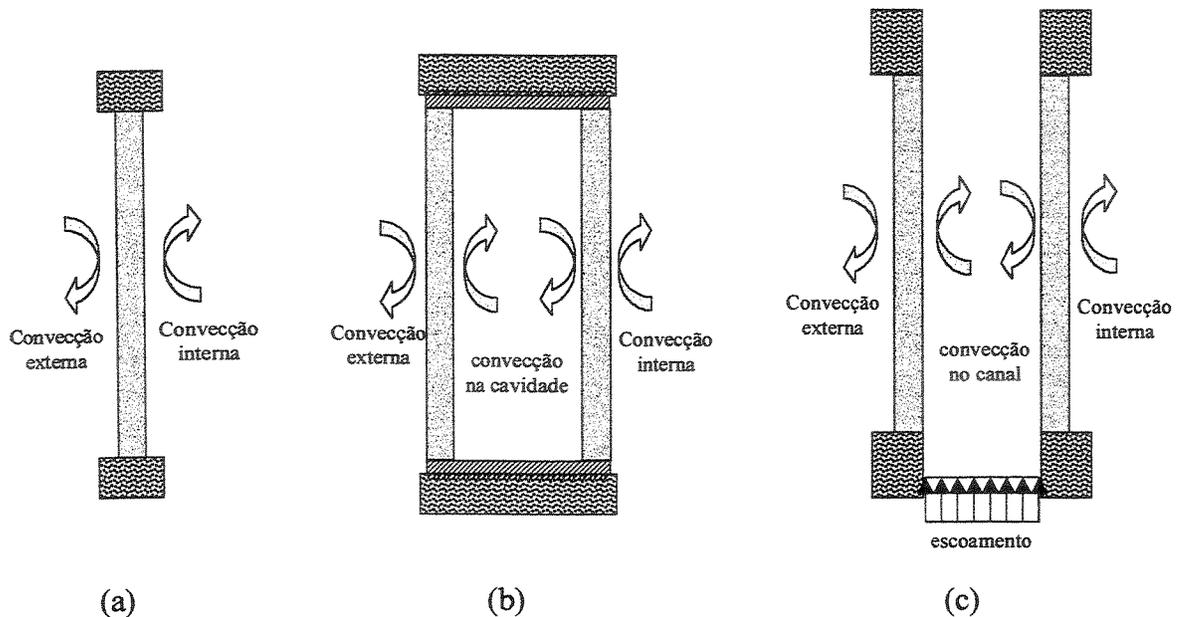


Figura 3.1 Convecção num sistema de janela: (a) janela de vidro simples (b) Janela de vidro duplo selada (c) Janela de vidro duplo ventilada.

Da discussão acima se desprende que para um adequado projeto ou avaliação do desempenho térmico de um sistema de janela, é prioritário conhecer os coeficientes de transferência de calor convectivos envolvidos. De acordo com ASHRAE Handbook Fundamentals (1993), o coeficiente convectivo correspondente à superfície da janela exposta ao ambiente externo vá depender da velocidade do vento e a orientação da janela. Já para o coeficiente convectivo correspondente à superfície da janela em contato com o ambiente interno (por exemplo, o interior de uma sala) este pode ser tratado como convecção natural sobre uma placa vertical e será dependente da diferença de temperatura entre a superfície interna da janela e do ar no ambiente interno.

Normalmente são usados parâmetros adimensionais para descrever e quantificar a características do escoamento e da transferência de calor. A transferência de calor por convecção natural é freqüentemente correlacionada em termos dos parâmetros adimensionais número de Nusselt ( $Nu$ ), número de Prandtl ( $Pr$ ) e número de Grashof ( $Gr$ ). Em algumas situações também é usado o número de Rayleigh ( $Ra$ ), definido como o produto do número de Grashof

pelo número de Prandtl. Por sua vez, a transferência de calor por convecção forçada é correlacionada através dos parâmetros adimensionais número de Nusselt, número de Reynolds ( $Re$ ), número de Prandtl e número de Graetz ( $Gz$ ).

### 3.2.1 Coeficiente convectivo na superfície externa

Na superfície externa da janela o coeficiente convectivo dependerá basicamente das condições ambientais externas, principalmente da velocidade do vento, e da orientação da janela. Conforme ASHRAE Handbook Fundamentals(1993) a velocidade do vento pode variar de 0,25 m/s (ou menos) para um ambiente externo calmo - condições de convecção natural - até acima de 11 m/s para condições de tempestade. Um valor de 29 W/m<sup>2</sup> °C, correspondente à uma velocidade de vento igual a 6,7 m/s é freqüentemente assumida para condições de projeto no inverno.

Diversos estudos tratando do problema de convecção sobre paredes verticais tem sido realizados e seus resultados apresentados na forma de correlações para o coeficiente convectivo  $h$  ou do número de Nusselt  $Nu$ . Embora a maioria desses trabalhos não trate especificamente do caso da transferência de calor em janelas, os seus resultados podem ser perfeitamente usados como uma boa aproximação para tratar deste problema.

Siebers et al.(1985) num trabalho experimental obtiveram uma correlação para convecção natural laminar e turbulenta. Eles usaram uma placa vertical de 3m de altura e variaram a temperatura da parede de 60 a 520°C. A temperatura ambiente foi fixada em torno de 20°C. Medidas de temperatura sobre a superfície da placa foram usadas para calcular o coeficiente de transferência de calor. Assim, para convecção natural laminar a seguinte correlação é proposta

$$Nu_x = 0,404 Gr_x^{1/4} \left( \frac{T_w}{T_\infty} \right)^{-0,04} \quad (3.1)$$

Por sua vez, para a convecção natural turbulenta eles propõem,

$$Nu_x = 0,098 Gr_x^{1/3} \left( \frac{T_w}{T_\infty} \right)^{-0,14}, \quad Gr_x > 10^{10} \quad (3.2)$$

Aqui todas as propriedades do ar são avaliadas na temperatura ambiente ( $T_{\infty} = 20^{\circ}C$ ) e o coeficiente local de transferência de calor  $h_x$  pode ser calculado usando a expressão para o número de Nusselt  $Nu_x = h_x x / k$ , com  $k$  sendo a condutividade térmica do ar.

Sodha et al. (1986) obtiveram correlações para o Nusselt local para convecção forçada, laminar e turbulenta, sobre uma placa plana. Para fluxo laminar a expressão é dada por

$$Nu_x = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.3)$$

e para escoamento turbulento

$$Nu_x = 0,029 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.4)$$

$$\text{onde } Re_x = \frac{U x}{\nu}$$

Posteriormente, num trabalho teórico experimental, Tsuji e Nagano(1988) estudaram as características da convecção natural ao longo de uma placa vertical. A altura da placa foi de 4,0 m e esta foi aquecida uniformemente a  $60^{\circ}C$ . A temperatura ambiente era em torno de  $16^{\circ}C$ . Eles realizaram estudos com escoamento laminar e introduzindo um elemento perturbador próximo da borda principal obtiveram escoamento turbulento. O coeficiente de transferência de calor foi estimado realizando medições do perfil de temperatura próximo da parede. Para o caso de convecção natural com escoamento laminar, os dados de transferência de calor foram correlacionados pela expressão

$$Nu_x = 0,387(Gr_x Pr)^{1/4} \quad (3.5)$$

onde

$$Gr_x = \frac{g \beta \Delta T x^3}{\nu^2}$$

$\Delta T$  é a diferença de temperatura entre a parede e o ambiente externo, e

$x$  é a distância medida a partir da borda principal da placa

Para o caso de convecção natural turbulenta foi encontrada a seguinte correlação

$$Nu_x = 0,120(Gr_x Pr)^{1/3}, \quad Gr_x Pr > 3,5 \times 10^9 \quad (3.6)$$

No livro de Hewitt et al.(1994) apresenta-se uma equação geral para o coeficiente de transferência local para temperatura de parede constante, válida para  $Ra > 10^9$ ,

$$Nu_x = 0,68 + 0,503 Ra_x^{1/4} \left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-4/9} \quad (3.7)$$

Para fluxo de calor na parede Hewitt et al.(1994) fornecem uma equação semelhante à Equação 3.7 para o coeficiente de transferência de calor com  $Ra$  baseado na diferença de temperatura local ( $T_x - T_\infty$ )

$$Nu_x = 0,68 + 0,563 Ra_x^{1/4} \left[ 1 + \left( \frac{0,437}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-4/9} \quad (3.8)$$

Existe um grupo de correlações para o coeficiente de transferência de calor por convecção reportado na literatura baseados no número de Nusselt médio, o qual é definido em termos da altura da placa  $L$ .

Gebhart (1971) reportou as seguintes correlações para o Nusselt médio

$$\overline{Nu} = 0,59 Ra^{1/4} \quad 10^4 < Ra < 10^8 \quad (3.9)$$

$$\overline{Nu} = 0,13 Ra^{1/3} \quad Ra > 10^8 \quad (3.10)$$

A correlação empírica para o número de Nusselt médio proposta por Churchill e Chu(1975) é válida para toda a faixa de número de Prandtl e para quaisquer regime de escoamento.

$$\overline{Nu} = \left( 0,825 + \frac{0,387 Ra_x^{1/6}}{\left( 1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad 10^{-1} < Ra_x < 10^{12} \quad (3.11)$$

para o caso particular  $Pr = 0,72$  a equação se reduz a

$$\overline{Nu} = \left( 0,825 + 0,307 Gr_x^{1/6} \right)^2 \quad (3.12)$$

Uma outra correlação dada a seguir, também reportada por Churchill and Chu (1975) produz melhores resultados que os da correlação anterior se  $Gr_x < 10^9$  (regime laminar),

$$\overline{Nu} = 0,68 + 0,47 Gr_x^{1/4} \quad (3.13)$$

Correlações devidas a Pacetti et al (1982) para o caso de escoamento laminar são dadas em função da distribuição de temperatura da parede.

para temperatura uniforme na parede da placa;

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} L}{k} = 0,47 Gr_L^{1/4} \quad (3.14)$$

para variação linear da temperatura na superfície da placa

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} L}{k} = 0,6214 Gr_L^{1/4} \quad (3.15)$$

para aumento da temperatura da superfície da placa de acordo com  $(x^2)$ , onde  $x$  é a distância ao longo da placa

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} L}{k} = 0,6396 Gr_L^{1/4} \quad (3.16)$$

Yang e Yao (1987) encontraram a seguinte expressão

$$\overline{Nu} = 0,534 Pr^{0,314} Gr^{0,25} + 0,528 Pr^{0,129} Gr^{1/28} \quad (3.17)$$

Alguns trabalhos encontrados na literatura tratam diretamente do fenômeno da transferência de calor em sistemas relativos a edificações (paredes e janelas). Nestes trabalhos são apresentadas algumas correlações para o número de Nusselts baseados em medidas experimentais ou numéricas associadas a este tipo de problemas. Em outros, são apresentadas correlações de natureza geral que no entanto já foram testadas para uso em sistemas de edificações com bons resultados.

Ito e Kimura(1972) baseados em medidas experimentais propuseram correlações que tem sido largamente usada para estudos de transferência de calor em edificações. Estas correlações são dadas em função da velocidade do vento em (m/s) e a direção do vento em relação ao ângulo azimute da janela ( $\phi$ )

Para superfícies contra o vento ( $|\phi| < \pi/2$ )

$$h_{ext} (W / m^2 K) = \begin{cases} 8,07 u^{0,605} & u > 2 \text{ m/s} \\ 12,27 & u < 2 \text{ m/s} \end{cases} \quad (3.18)$$

Para superfícies a favor do vento ( $|\phi| > \pi/2$ )

$$h_{ext}(W / m^2 K) = 18,64(0,3 + 0,05 u)^{0,605} \quad (3.19)$$

Num estudo de Rheault e Bilgen(1989) sobre uma análise da transferência de calor num sistema de janelas, eles usaram as correlações de McAdams(1985), válida para convecção natural, acoplada com a correlação de Sparrow et al.(1979), válida para convecção forçada, para computar o coeficiente convectivo na superfície externa de uma janela, assim

$$Nu = \left\{ 0,59 (Gr Pr)^{0,25}; 0,86 Re^{0,5} Pr^{0,33} \right\}_{\max} \quad 10^4 < Gr < 10^9 \quad (3.20)$$

onde

$$Re = \frac{u L}{\nu}$$

Curcija et al.(1989) apresentam as correlações utilizadas para o coeficiente convectivo externo por dois códigos computacionais comerciais e amplamente difundidos (como são o programa WINDOW 3 e o programa VISION), além das correlações sugeridas pela International Standards Organization (ISO)

Assim, a correlação sugerida pela International Standards Organization é dada a seguir como,

$$h_{ext} = 10 + 4,1 u \quad (3.21)$$

no caso da correlação usada no código computacional WINDOW 3 é como segue,

$$h_{ext} = 18,62 \left( \frac{u}{4} \right)^{0,605} \quad (3.22)$$

e finalmente a correlação usada no programa VISION é dada pela seguinte relação

$$h_{ext} = 8,07u^{0,605} \quad (3.23)$$

Peng e Peterson(1995) realizaram medidas experimentais do escoamento por convecção natural ao longo de uma janela fria numa câmara climatizada. A altura da janela é de 1,8m e separa dois ambientes, a câmara climatizada e um espaço frio cuja temperatura do ambiente é igual a (-12°C). A câmara é aquecida a 20°C através de uma placa quente colocada horizontalmente não chão abaixo da janela. O coeficiente de transferência de calor local sobre a superfície da janela é correlacionado dos dados obtidos como segue,

$$Nu_x = 0,0077Gr_x^{0,46}, \quad 9,5 \times 10^7 < Gr_x < 3,0 \times 10^9 \quad (3.24)$$

Um resumo das correlações discutido acima é apresentado na Tabela 3.1, sinalando a fonte e algumas observações pertinentes.

Tabela 3.1. Resumo das correlações para determinar o coeficiente convectivo ( $h$  ou  $Nu$ ) para a superfície externa de uma janela.

Autor	Correlação	Observação
Siebers et al.(1985)	$Nu_x = 0,404 Gr_x^{1/4} (T_w/T_\infty)^{-0,04}$	laminar
	$Nu_x = 0,098 Gr_x^{1/3} (T_w/T_\infty)^{-0,14}$	turbulenta, $Gr_x > 10^{10}$
Sodha et al. (1986)	$Nu_x = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	convecção forçada, laminar
	$Nu_x = 0,029 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	convecção forçada, turbulenta
Tsuji e Nagano(1988)	$Nu_x = 0,387(Gr_x Pr)^{1/4}$	laminar
	$Nu_x = 0,120(Gr_x Pr)^{1/3}$	$Gr_x Pr > 3,5 \times 10^9$ , turbulento
Hewitt et al.(1994)	$Nu_x = 0,68 + 0,503 Ra_x^{1/4} \left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-4/9}$	$Ra > 10^9$ , temperatura constante na parede
	$Nu_x = 0,68 + 0,563 Ra_x^{1/4} \left[ 1 + \left( \frac{0,437}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-4/9}$	Fluxo de calor constante na parede
Gebhart(1971)	$\overline{Nu} = 0,59 Ra^{1/4}$	$10^4 < Ra < 10^8$
	$\overline{Nu} = 0,13 Ra^{1/3}$	$Ra > 10^8$
Churchill e Chu(1975)	$\overline{Nu} = \left( 0,825 + \frac{0,387 Ra_x^{1/6}}{\left( 1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2$	$10^{-1} < Ra_x < 10^{12}$
Pacetti et al (1982)	$\overline{Nu} = 0,68 + 0,47 Gr_x^{1/4}$	$Gr_x < 10^9$
	$\overline{Nu} = 0,47 Gr_L^{1/4}$	Temperatura constante na superfície
	$\overline{Nu} = 0,6214 Gr_L^{1/4}$	Variação linear de temperatura na superfície
	$\overline{Nu} = 0,6396 Gr_L^{1/4}$	Variação da temperatura na superfície com o quadrado da altura
Yang e Yao (1987)	$\overline{Nu} = 0,534 Pr^{0,314} Gr^{0,25} + 0,528 Pr^{0,129} Gr^{1/28}$	
Ito e Kimura(1972)	$h_{ext} = \begin{cases} 8,07 u^{0,605} & u > 2 \text{ m/s} \\ 12,27 & u < 2 \text{ m/s} \end{cases}$	Para superfícies contra o vento
	$h_{ext} = 18,64(0,3 + 0,05 u)^{0,605}$	Para superfícies a favor do vento
Rheault e Bilgen(1989)	$Nu = \left\{ 0,59 (Gr Pr)^{0,25}; 0,86 Re^{0,5} Pr^{0,33} \right\}_{máx}$	$Re = (UL/\nu)$ , $10^4 < Gr < 10^9$
ISO	$h_{ext} = 10 + 4,1 u$	
WINDOW 3	$h_{ext} = 18,62(u/4)^{0,605}$	
VISION	$h_{ext} = 8,07u^{0,605}$	
Peng e Peterson(1995)	$Nu_x = 0,0077Gr_x^{0,46}$	$9,5 \times 10^7 < Gr_x < 3,0 \times 10^9$
ASHRAE(1993)	$h = 28,95 (W/m^2 \text{ } ^\circ C)$	

### 3.2.2 Coeficiente convectivo na superfície interna

Na superfície da janela em contato com o ambiente interno, o coeficiente convectivo é tratado geralmente como sendo devido à convecção natural e então dependente da temperatura da superfície interna da janela e da temperatura do ambiente interno. Alguns autores consideram também uma dependência do coeficiente com a altura da janela. ASHRAE Handbook Fundamentals (1993) oferece um conjunto tabelado de coeficientes para condições de projeto para inverno e verão. Estes coeficientes são globais e correspondem à soma dos coeficientes convectivos aqui discutidos e um coeficiente radiativo (radiação térmica) na forma  $h_{int} = h_c + h_r$ . Para a parcela exclusivamente convectiva ( $h_{int}$ ) ASHRAE sugere usar a correlação

$$h_{int} = 1,77 \Delta T^{0,25} \quad (3.25)$$

onde  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre a superfície interna do vidro e o ar do ambiente interno longe da janela. Para o caso de ar forçado em frente da janela (por exemplo a presença de um sistema de ar condicionado) uma relação em termos da velocidade do ar pode ser usada ASHRAE (1985)

$$h = 5,6 + 3,8 u \quad (3.26)$$

Rubin(1982) apresenta uma correlação devida a McAdams para o coeficiente de transferência de calor de uma placa vertical e que pode ser usada para calcular o coeficiente convectivo interno de uma janela

$$h = \left\{ \begin{array}{ll} 1,42 \left( \frac{\Delta T}{x} \right)^{1/4} & 10^4 < Gr_x Pr < 10^9 \quad \text{Laminar} \\ 1,31 (\Delta T)^{1/3} & 10^9 < Gr_x Pr < 10^{12} \quad \text{turbulento} \end{array} \right\} \quad (3.27)$$

$x$  é a altura da superfície em metros,  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre a superfície do vidro e o ar no ambiente interno. A média aritmética simples destas temperaturas pode ser utilizada para especificar as propriedades termofísicas do ar para calcular os números de Grashoff ( $Gr_x$ ) e Prandtl ( $Pr$ ).

Correlações ou valores constantes utilizados por códigos computacionais de uso comercial são reportados por Corcija et al. (1989). O programa comercial WINDOW 3 faz uso da correlação sugerida pelo ASHRAE(1993), Equação 3.24, enquanto que, a International Standar

Organization (ISO) assume um valor constante para o coeficiente convectivo do mesmo modo que o programa computacional VISION, e esses dois valores são próximos um do outro. ISO sugere um valor igual a  $h_{int} = 3,60$  e o programa VISION adota um valor igual a  $h_{int} = 3,042$

Para diferenças de temperatura moderadas, como aquelas encontradas em situações reais em ambientes internos (digamos  $\Delta T_{medio} = 20^{\circ}C$ ), o valor dado pela correlação usada no programa WINDOW 3 se torna da mesma ordem de grandeza dos valores do ISO e programa VISION.

Khalifa e Marshall(1990) realizaram um estudo experimental para investigar o coeficiente de transferência de calor no interior de recintos. Os autores utilizaram uma câmara de teste de tamanho real com medidas de comprimento, largura e altura igual a 2,95 m, 2,35 m e 2,08 m respectivamente, onde fora realizado um conjunto de 142 testes sob condições controladas de regime permanente. Eles testaram nove das mais freqüentes configurações de aquecimento encontradas dentro de uma edificação. Duas destas configurações dizem respeito a testes sobre janelas. Numa das configurações testadas, uma janela de vidro simples de 1,34 x 0,84 m, um radiador para aquecimento foi colocado abaixo da janela, enquanto que na outra configuração o radiador foi localizado frontal à janela. As correlações obtidas do tratamento dos dados experimentais são as seguintes;

Para o radiador abaixo da janela eles encontraram a seguinte correlação para o coeficiente convectivo

$$h = 8,07(\Delta T)^{0,11} \quad (3.28)$$

No caso do radiador colocado frontal à janela, vale a seguinte correlação

$$h = 7,61(\Delta T)^{0,06} \quad (3.29)$$

Mais recentemente Lewandowski e Radziemska(2001) apresentaram um trabalho onde determinam o coeficiente de transferência de calor convectivo (convecção natural) numa placa vertical isotérmica. Resultados teóricos, experimentais e numéricos são apresentados na forma de correlações para o número de Nusselt, encontrando-se uma boa concordância entre eles. Ainda os autores apresentam uma revisão sobre correlações propostas por outros autores e são realizadas comparações com estas.

$$\bar{Nu} = 0,667 Ra^{1/4} \text{ (teórico)} \quad (3.30)$$

$$\bar{Nu} = 0,655 Ra^{1/4} \text{ (experimental)} \quad (3.31)$$

$$\bar{Nu} = 0,699 Ra^{1/4} \text{ (numérico - programa comercial FLUENT/UNC)} \quad (3.32)$$

Algumas das correlações para convecção natural, apresentadas no item anterior (3.2.1), também poderiam ser aplicadas para calcular o coeficiente de transferência de calor na superfície interna da janela. A Tabela 3.2 apresenta um resumo das correlações discutidas aqui, assim como também a fonte e observações pertinentes.

Tabela 3.2. Resumo das correlações para determinar o coeficiente convectivo ( $h$  ou  $Nu$ ) para a superfície interna de uma janela.

Autor	Correlação	Observação
ASHRAE(1993) e WINDOW 3	$h_{int} = 1,77 \Delta T^{0,25}$	WINDOW 3 - Programa comercial
ASHRAE(1985)	$h = 5,6 + 3,8 u$	Baseada na velocidade do ar no ambiente interno
Rubin(1982)	$h = 1,42(\Delta T/x)^{1/4}$	Laminar, $10^4 < Ra < 10^9$
	$h = 1,31(\Delta T)^{1/3}$	Turbulento $10^9 < Ra < 10^{12}$
ISO	$h_{int} = 3,60$	Programa comercial
VISION	$h_{int} = 3,042$	Programa comercial
Khalifa e Marshall(1990)	$h = 8,07(\Delta T)^{0,11}$	Aquecimento abaixo da janela
	$h = 7,61(\Delta T)^{0,06}$	Aquecimento frontal à janela
Lewandowski e Radziemska(2001)	$\bar{Nu} = 0,667 Ra^{1/4}$	Teórico
	$\bar{Nu} = 0,655 Ra^{1/4}$	Experimental
	$\bar{Nu} = 0,699 Ra^{1/4}$	Numérico – FLUENT/UNC

### 3.2.3 Coeficientes convectivos entre placas

Existem alguns sistemas de janelas formadas por duas ou mais placas de vidros. Nestes sistemas as placas podem formar uma cavidade fechada selando-se as extremidades do canal ou formar um canal se as extremidades permanecerem abertas. Este último caso é frequentemente denominado de janelas ventiladas.

### 3.2.3.1 Coeficientes convectivos numa cavidade fechada

A cavidade vertical retangular é formada por duas placas verticais e opostas que são mantidas a diferente temperatura, enquanto que as placas horizontais, nas extremidades, inferior e superior, da cavidade, são consideradas isoladas. O tratamento do escoamento dentro da cavidade é complexo dado os diferentes tipos de regimes de fluxo que podem ocorrer. Estes padrões de escoamento dependem substancialmente do número de Grashof ( $Gr$ ) e da razão de aspecto da cavidade. O número de Grashof pode ser definido do seguinte modo baseado na diferença de temperatura entre as placas e a distância  $b$  que as separa, sendo que, em algumas situações, o comprimento característico usado na definição do número de Grashof pode ser a altura da cavidade ( $L$ ) ao invés da largura ( $b$ ),  $Gr_b = g\beta\Delta T b^3 / \nu^2$ . Em relação a razão de aspecto da cavidade, este é definido como a razão entre a altura e a largura da mesma ( $L/b$ ).

O movimento do fluido (neste caso ar) no interior da cavidade caracteriza-se por um escoamento recirculante ou fluxo celular, devido principalmente à diferença de temperatura entre as placas, tratando-se assim de um problema de convecção natural numa cavidade fechada. Para cavidades estreitas e números de  $Gr$  baixos existem pequenas correntes convectivas, com o fluido subindo pela parede quente e descendo pela parede fria ao longo de toda a cavidade formando um padrão unicelular de escoamento. Neste caso o perfil de temperatura através do fluido na direção horizontal apresenta-se linear e o calor é transferido principalmente por condução através da camada de fluido. De acordo com Kreith(1977) isto ocorre se o número de Grashof for inferior a 2000.

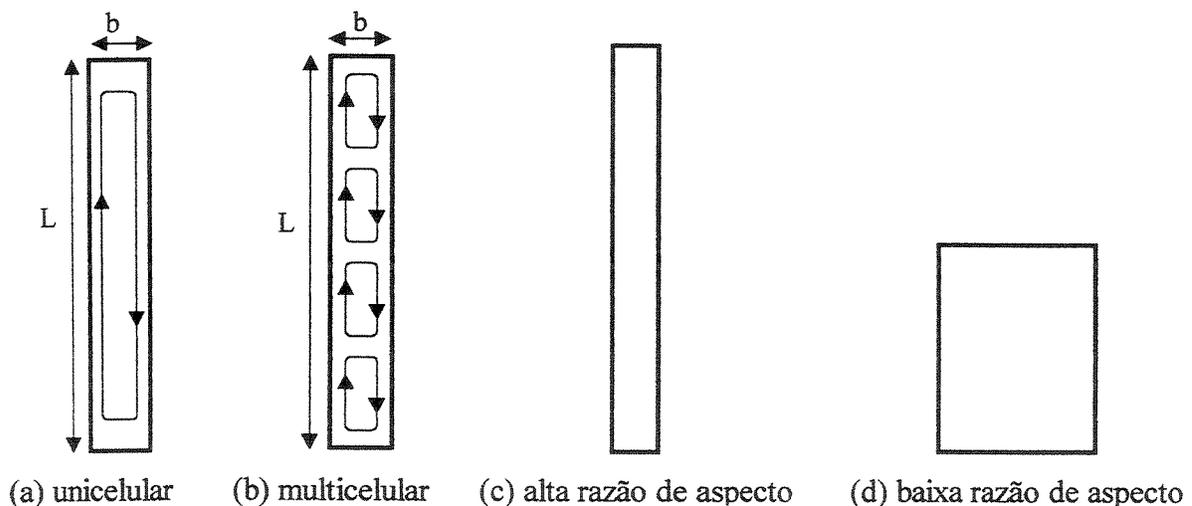


Figura 3.2 Convecção natural numa cavidade aquecida nas laterais.

Aumentando-se o número de Grashof as correntes convectivas aumentam e a transferência de calor por convecção torna-se dominante. Surge também um padrão de escoamento multicelular como aquele descrito por Lee e Korpela (1983) e Korpela et al. (1982). Eles afirmam que este padrão de escoamento ocorre para número de Grashof elevado e também grande razão de aspecto. A Figura 3.2 mostra um esquema da cavidade e o padrão de escoamento possível. Este tipo de problema tem sido estudado extensivamente e diversos trabalhos que tratam deste assunto têm sido apresentados na literatura especializada.

El Sherbiny et al.(1982) publicaram algumas correlações complexas para o número de Nusselt em cavidades verticais determinadas experimentalmente. Essas correlações são apresentadas para várias condições de razão de aspecto e baseadas no número de Rayleigh. Aqui apresentaremos aquelas correlações com razão de aspecto adequado para o caso de janelas de vidro duplo não ventiladas.

Para razão de aspecto ( $L/b$ ) igual a 40 e  $Ra < 2 \times 10^5$ , temos

$$Nu = \left[ 1 + \left( 0,0303 Ra^{0,402} \right)^{11} \right]^{1/11} \quad (3.33)$$

e para razão de aspecto ( $L/b$ ) igual a 80 e  $Ra < 3 \times 10^4$ , temos

$$Nu = \left[ 1 + \left( 0,0227 Ra^{0,438} \right)^{18} \right]^{1/18} \quad (3.34)$$

A correlação dada pela Equação 3.33 tem sido largamente citada em trabalhos sobre janelas de vidro duplo não ventiladas como em Arasteh et al.(1989), Curcija et al(1989), Balaji e Venkateshan(1984) e Larson et al.(1999). Isto mostra que a correlação é bastante aceita para este tipo de aplicações.

No mesmo trabalho El Sherbiny et al.(1982) fornecem algumas expressões mais simples e advertem sobre o possível comprometimento na precisão de resultados. Estas expressões são dadas pelas Equações 3.35, 3.36 e 3.37. O valor de Nusselt pode agora ser calculado como o valor máximo entre os valores obtidos com aquelas correlações,  $Nu = \{Nu_1; Nu_2; Nu_3\}_{Max}$

$$Nu_1 = 0,0605 Ra^{1/3} \quad (3.35)$$

$$Nu_2 = \left[ 1 + \left[ \frac{0,104 Ra^{0,293}}{(1 + (6310/Ra)^{1,36})} \right]^3 \right]^{1/3} \quad (3.36)$$

$$Nu_3 = 0,242 \left( \frac{Ra}{(L/b)} \right)^{0,272} \quad (3.37)$$

Num trabalho bastante completo devido a Curcija et al.(1989) sobre o procedimento de cálculo para coeficientes globais de transferência de calor em sistemas de janelas de vidro duplo não ventiladas, são recopiladas diferentes expressões para obter o coeficiente de transferência de calor convectivo na cavidade fechada formada por duas placas de vidro. Estas correlações apresentam a vantagem de terem sido testadas para cálculos envolvendo aplicações em sistemas de janelas. As correlações apresentadas correspondem àquelas usadas pelo programa comercial WINDOW 3.1, pelo programa VISION, pela International Standards Organization (ISO), Norma Técnica Belga, Norma Técnica Norueguesa e um trabalho de Glaser(1977).

No programa WINDOW 3.1 é utilizada a correlação devida a El Sherbiny et al.(1982) para razão de aspecto igual 40 e  $Ra < 2 \times 10^5$ . Essa correlação corresponde à Equação 3.33 no presente capítulo. Por sua vez o programa VISION faz uso das correlações simplificadas do trabalho de El Sherbiny et al.(1982), Equações 3.35 a 3.37, adotando também como o valor verdadeiro o maior valor dentre aqueles obtidos para cada uma das três equações.

A International Standards Organization (ISO) adota, conforme Curcija et al.(1989), uma correlação que depende exclusivamente do número de Rayleigh e que pode ser escrita como,

$$Nu = 0,035 Ra^{0,38}, \quad Ra > 6,783 \times 10^3 \quad (3.38)$$

As normas Belga e Norueguesa adotam a mesma correlação da ISO e na mesma faixa de Rayleigh, enquanto que o trabalho de Glaser(1977) propõe a seguinte correlação que depende do número de Rayleigh e da razão de aspecto da cavidade,

$$Nu = 0,11 \left[ \frac{Ra}{(L/b)^{1/3}} \right]^{1/3}, \quad \frac{Ra}{(L/b)^{1/3}} > 500 \quad (3.39)$$

Holman(1983) apresenta um resumo de relações empíricas para convecção natural em espaços confinados cujas placas verticais são isotérmicas.

$$Nu_b = 0,197(Gr Pr)^{1/4} \left(\frac{L}{b}\right)^{-1/9}; 6000 < Gr Pr < 2 \times 10^5 \quad (3.40)$$

$$Nu_b = 0,073(Gr Pr)^{1/3} \left(\frac{L}{b}\right)^{-1/9}; 2 \times 10^5 < Gr Pr < 11 \times 10^5 \quad (3.41)$$

ambas correlações são válidas para as seguintes faixas do número de Prandtl e razão de aspecto;  $0,5 < Pr < 2$ ,  $11 < \frac{L}{b} < 42$

Dascalaki et al.(1994) fizeram uma revisão extensa sobre correlações para o cálculo de coeficientes de transferência de calor por convecção natural para aplicações em superfícies reais de uma construção. São apresentadas correlações para superfícies horizontais e verticais, e estas são fruto de estudos experimentais disponíveis na literatura. São citadas 9 correlações para cavidades cobrindo diversas faixas de número de Grashof. Algumas destas correlações são fruto de pesquisa experimental em cavidades em escala menor ao invés de cavidades de tamanho real, o que poderia torná-las não representativas ou não adequadas quando aplicadas a sistemas reais. Em alguns casos, experimentos em escala menor têm sido realizados utilizando água como fluido no interior da cavidade, já que assim poderia ser possível criar condições de escoamento similar àquele encontrado em recintos de tamanho real e onde o fluido do meio é ar, Dascalaki et al.(1994). Aqui serão reproduzidas só algumas das correlações recopiladas, citando as fontes originais, comentários sobre a configuração em que foi determinada e faixa de Grashof em que esta tem validade.

Bajorek e Lloyd(1982), superfícies verticais numa cavidade retangular

$$Nu = 0,111Gr^{0,3}, \quad 10^5 < Gr < 10^6 \quad (3.42)$$

Nansteel e Greif(1981), e Bauman et al.(1980). Cavidade retangular, paredes verticais de cobre/alumínio. Testes realizados utilizando-se água como fluido na cavidade

$$Nu = 0,553Gr^{1/4}, \quad 10^{10} < Gr < 10^{11} \quad (3.43)$$

Allard et al.(1987), superfícies verticais, testes em escala real.

$$Nu = 0,146Gr^{0,285}, \quad 10^9 < Gr < 10^{10} \quad (3.44)$$

Min at al.(1956), Superfícies verticais,

$$Nu = 0,197Gr^{0,32}, \quad Gr > 10^9 \quad (3.45)$$

Bohn et al(1984), cavidade cubica, paredes verticais, testes realizados usando água como fluido na cavidade.

$$Nu = 0,571Gr^{1/4}, \quad 10^9 < Gr < 10^{11} \quad (3.46)$$

Na Tabela 3.3 são mostradas de forma resumida as correlações para o coeficiente convectivo em cavidades verticais aquecidas lateralmente.

Tabela 3.3. Resumo das correlações para determinar o coeficiente convectivo ( $h$  ou  $Nu$ ) para uma cavidade vertical aquecida nas laterais.

Autor	Correlação	Observação
El Sherbiny et al.(1982)	$Nu = \left[ 1 + \left( 0,0303 Ra^{0,402} \right)^{11} \right]^{1/11}$	$L/b = 40; Ra < 2 \times 10^5$
	$Nu = \left[ 1 + \left( 0,0227 Ra^{0,438} \right)^{18} \right]^{1/18}$	Usada no programa WINDOW 3
	$Nu_1 = 0,0605 Ra^{1/3}$	$L/b = 80; Ra < 3 \times 10^4$
	$Nu_2 = \left[ 1 + \left[ \frac{0,104 Ra^{0,293}}{1 + (6310/Ra)^{1,36}} \right]^3 \right]^{1/3}$	
	$Nu_3 = 0,242 \left( \frac{Ra}{L/b} \right)^{0,272}$	$Nu = \{Nu_1; Nu_2; Nu_3\}_{Max}$
ISO (Curcija et al., 1989)	$Nu = 0,035 Ra^{0,38}$	correlações adotadas pelo programa VISION (Curcija et al., 1989)
Glaser(1977)	$Nu = 0,11 \left[ \frac{Ra}{(L/b)^{1/3}} \right]^{1/3}$	$Ra > 6,783 \times 10^3$ , usada também pelas normas Belga e Norueguesa (Curcija et al., 1989)
Holman(1983)	$Nu_b = 0,197 (Gr Pr)^{1/4} \left( \frac{L}{b} \right)^{-1/9}$	$\frac{Ra}{(L/b)^{1/3}} > 500$ , obtida em Curcija et al.(1989)
	$Nu_b = 0,073 (Gr Pr)^{1/3} \left( \frac{L}{b} \right)^{-1/9}$	$6000 < Gr Pr < 2 \times 10^5; 11 < \frac{L}{b} < 42$ $0,5 < Pr < 2$
Bajorek e Lloyd(1982)	$Nu = 0,111 Gr^{0,3}$	$2 \times 10^5 < Gr Pr < 11 \times 10^5; 11 < \frac{L}{b} < 42$ $0,5 < Pr < 2$
Nansteel e Greif(1981), e Bauman et al.(1980)	$Nu = 0,553 Gr^{1/4}$	$10^5 < Gr < 10^6$
Allard et al.(1987),	$Nu = 0,146 Gr^{0,285}$	$10^{10} < Gr < 10^{11}$
Min at al.(1956)	$Nu = 0,197 Gr^{0,32}$	$10^9 < Gr < 10^{10}$
Bohn et al(1984),	$Nu = 0,571 Gr^{1/4}$	$Gr > 10^9$
		$10^9 < Gr < 10^{11}$

### 3.2.3.2 Coeficientes convectivos num canal de placas paralelas

No segundo caso, onde as placas formam um canal com as extremidades abertas, as janelas são denominadas de janelas ventiladas. Este tipo de janelas usa o escoamento de ar entre as placas de vidro para diminuir a transferência de calor para o interior do ambiente, sendo que este escoamento pode ser de tipo forçado, natural ou misto. Problema deste tipo também tem sido estudado extensivamente, embora não necessariamente para aplicações em sistemas de janelas.

Sabe-se que quando um fluido entra num duto (neste caso o canal de placas paralelas) e toma contato com as paredes deste, efeitos viscosos tornam-se importantes e uma camada limite hidrodinâmica cresce na direção do escoamento até o ponto em que está preenche toda a seção do duto. Deste ponto em diante, disse-se que o escoamento está plenamente desenvolvido e a região anterior é conhecida como comprimento de entrada hidrodinâmica ou região de desenvolvimento.

Um fenômeno similar ocorre com a camada limite térmica, existindo uma região completamente desenvolvida e uma região de desenvolvimento cuja extensão é denominado de comprimento de entrada térmico. Embora o fenômeno térmico e hidrodinâmico ocorram simultaneamente, ambos comprimento de entrada podem não ser necessariamente coincidentes. No entanto, de acordo com Bejan(1993), fluidos cujo número de Prandtl seja próximo da unidade (por exemplo a maioria de gases e particularmente para o ar cujo número de Prandtl é igual a 0,72) os comprimento de entrada, hidrodinâmico e térmico, são da mesma ordem de grandeza.

Do fato de existir duas regiões perfeitamente distinguíveis e coexistindo no fenômeno da transferência de calor no canal de placas paralelas, alguns autores - Wirtz e Stutzman(1982) e Martin et al.(1991), entre outros - ao fazer uma análise deste problema, consideram duas condições limites. Uma das condições limites corresponde ao problema na região de desenvolvimento, cujo tratamento pode ser realizado apenas como uma placa simples, e o outro limite corresponde ao problema na região completamente desenvolvida. Assim, as correlações para o coeficiente convectivo de transferência de calor, dadas na forma de número de Nusselt, são escritas em função deste limites,  $Nu_0$  para escoamento completamente desenvolvido e  $Nu_\infty$  para tratamento como placa simples.

Uma superposição linear destas soluções limites como sugerido por Churchill e Ugasí(1972) fornece correlações mais gerais para o número de Nusselt. Algumas das correlações dadas a seguir são fruto de uma análise desta natureza.

**(a) Convecção natural:**

Elenbaas(1942) realizou um detalhado e pioneiro estudo das características térmica do escoamento num canal vertical de placas paralelas isotérmicas. Analisando um conjunto simplificado de equações e modificando constantes para fazer um ajuste de dados experimentais, ele propôs a seguinte relação para o número de Nusselt.

$$Nu = \frac{Ra^*}{3} \left[ 1 - \exp\left(\frac{-35}{16Ra^*}\right) \right]^{3/4} \quad (3.47)$$

onde  $Ra^*$  corresponde a um número de Rayleigh modificado que leva em conta a razão de aspecto do canal,  $Ra^* = Ra(b/L)$ . O número de  $Ra$  é definido em função da diferença de temperatura entre a parede e a temperatura de entrada do fluido,  $Ra = g\beta(T_w - T_o)b^3 / (v\alpha)$

Através de uma análise simplificada partindo das equações governantes do problema, Aung(1972), estudou o escoamento completamente desenvolvido entre placas paralelas verticais para o caso de convecção natural. Entre as equações analíticas resultantes ele apresentou expressões para o número de Nusselt médio considerando as situações de placas isotérmicas e placas aquecidas por um fluxo de calor constante. Além disso, ele tratou de condições de aquecimento simétrico e assimétrico.

Placas isotérmicas aquecidas simetricamente:

$$Nu = \frac{1}{24} PrGr \quad (3.48)$$

Considerando-se o caso limite onde uma das placas é aquecida a temperatura constante e a outra se encontra a uma temperatura igual a temperatura de entrada do fluido,

$$Nu = \frac{1}{90} PrGr \quad (3.49)$$

Nas Equações 3.48 e 3.49 o número de Grashof é escrito baseado na diferença de temperatura entre a superfície e o fluido na entrada,  $Gr = g\beta(T_1 - T_o)b^4 / (Lv^2)$

Para o caso de fluxo de calor uniforme nas paredes do canal, Aung(1972) estabelece a seguinte correlação,

$$Nu_{x=L} = 0,144(PrGr)^{0,5} \quad (3.50)$$

onde o número de Grashof é escrito em função do fluxo de calor médio,  $Gr = g\beta\bar{q}b^5 / (Lv^2k)$

Wirtz e Stutzman(1982) estudaram experimentalmente o escoamento por convecção natural num canal de placas paralelas verticais. Neste trabalho as placas estão sujeitas a um fluxo de calor uniforme nas paredes e de igual magnitude (aquecimento simétrico). Eles apresentaram uma correlação para o número de Nusselt local representado na Equação 3.51, com  $Ra = GrPr$  e  $Gr = g\beta qb^5 / (Lv^2k)$

$$Nu_x = 0,144Ra^{0,5} \frac{L}{x} \left[ 1 + \left[ 0,2496 \left( \frac{L}{x} \right)^{0,8} Ra^{0,3} \right]^3 \right]^{-1/3}, \quad 18,8 < Ra < 2414 \quad (3.51)$$

Para o caso de  $x = L$ , correspondente à altura máxima do canal, e onde supõe-se que ocorra a máxima temperatura de parede, a Equação 3.51 toma a seguinte forma,

$$Nu_L = \frac{0,144Ra^{0,5}}{\left( 1 + 0,0156Ra^{0,9} \right)^{0,33}}, \quad (3.52)$$

No caso de placas isotérmicas, Wirtz e Stutzman(1982) apresentaram a seguinte correlação baseados no trabalho de Elenbaas(1942), com o número de Rayleigh escrito em termos da máxima variação de temperatura ( $T_{w,L} - T_o$ ),

$$Nu_L = \frac{0,021Ra^*}{\left[ 1 + 7 \cdot 10^{-5} (Ra^*)^{2,25} \right]^{1/3}}, \quad (3.53)$$

Ramanathan e Kumar(1991) apresentam resultados numéricos para o fluxo convectivo entre duas placas paralelas verticais dentro de uma grande cavidade. Eles indicam uma correlação para o número de Nusselt médio em função do número de Rayleigh e a razão de aspecto do canal.

$$Nu = \left[ \frac{185}{(L/b)^5} + \left( 23Ra^{-1,3} + 0,5Ra^{-0,6} \right)^{-1,25} \right]^{0,2}, \quad 1 \leq \frac{L}{b} \leq 15, \quad 10 < Ra \leq 3 \times 10^5 \quad (3.54)$$

### (b) Convecção forçada:

Diversas correlações para convecção forçada em dutos de seção circular são encontradas na literatura. Uma extrapolação para o caso de dutos de seção não circular pode ser feita a partir da definição do diâmetro hidráulico  $D_h = 4A/P$ , onde  $A$  é a seção do escoamento e  $P$  é o perímetro molhado.

No livro de Hewitt et al.(1994) encontra-se uma excelente revisão do processo de transferência de calor com convecção forçada no escoamento interno em dutos. São apresentadas uma série de correlações, tanto para a região de entrada quanto para a região completamente desenvolvida, baseadas no número de Graetz,  $Gz = (D/x)RePr$ .  $Re$  representa o número de Reynolds que é definido em função da velocidade média  $U$  do fluido,  $Re = UD/\nu$ .

É bom lembrar que quando estes resultados forem extrapolados para o caso de canal de placas paralelas, tanto o número de Graetz quanto o número de Reynolds devem ser calculados utilizando o conceito de diâmetro hidráulico.

Algumas das correlações são baseadas na idealização de escoamento plenamente desenvolvido, outras avaliam o número de Nusselt para a região de desenvolvimento hidrodinâmico e térmico. Desprende-se de aqui a necessidade de conhecer a extensão da região de desenvolvimento. Hewitt et al.(1994) recomenda as seguintes correlações para determinar o comprimento de entrada térmico ( $L_T$ ) e hidrodinâmico ( $L_H$ ) para tubos lisos no escoamento laminar

$$L_T = 0,05 Re_{D_h} Pr D_h \quad (3.55)$$

$$L_H = 0,05 Re_{D_h} D_h \quad (3.56)$$

No caso de placas paralelas, Hacoheh et al.(1995) estabelece que o comprimento de entrada hidrodinâmico poderia ser calculado como segue,

$$L_H = 0,011 Re_{D_h} D_h \quad (3.57)$$

No caso de escoamento turbulento, Hacoheh et al.(1995) disponibilizou uma relação devida a Schlichting(1968) para placas paralelas.

$$L_H = 0,86 Re_{D_h} D_h \quad (3.58)$$

Para a região dentro do comprimento de entrada são propostas as seguintes correlações para escoamento laminar e turbulento;

No caso de temperatura constante na parede do tubo e para escoamento laminar, Holman(1983) apresenta a seguinte relação empírica para o número de Nusselt,

$$Nu_D = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}} \quad (3.59)$$

Nesta equação  $L$  representa a distância medida dentro da região de desenvolvimento do escoamento. Quando o tubo é suficientemente longo, o valor de Nusselt calculado com esta relação se aproxima do valor constante 3,66 que corresponde ao valor para escoamento plenamente desenvolvido.

Uma relação relativamente mais simples também encontrada em Holman(1983), pode ser escrita como segue,

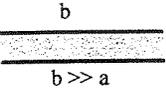
$$Nu_D = 1,86(Re_D Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} ; \quad Re_D Pr \frac{D}{L} > 10 \quad (3.60)$$

Se o escoamento for turbulento, recomenda-se usar a seguinte relação,

$$Nu_D = 0,036 Re_D^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{0,055} \quad (3.61)$$

Para escoamento laminar na região de escoamento plenamente desenvolvido o número de Nusselt apresenta um valor constante, sendo que, no caso de paredes isotérmicas este valor corresponde a 3,66, e no caso de fluxo de calor constante imposto nas paredes do tubo, este valor é igual a 4,36. Valores de Nusselt para escoamento plenamente desenvolvido em outras configurações de dutos com seção diferente do circular são compilados em Bejan(1993). Duas dessas configurações são importantes e são reproduzidos aqui na Tabela 3.4;

Tabela 3.4 Nusselt para escoamento plenamente desenvolvido sob convecção forçada

Seção do duto	Nusselt	
	Fluxo de calor constante	Temperatura constante
	4,36	3,66
	5,35	4,65
	8,24	7,54

Uma expressão que engloba tanto a região de entrada quanto a região plenamente desenvolvida para fluxo de calor constante na parede, encontra-se no Bejan(1993) e deve-se a Churchill e Ozoe(1973).

$$\frac{Nu_D}{4,364[1 + (Gz/29,6)^2]^{1/6}} = \left[ 1 + \left( \frac{Gz/19,04}{[1 + (Pr/0,0207)^{2/3}]^{1/2} [1 + (Gz/29,6)^2]^{1/3}} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (3.62)$$

Até aqui foram discutidas correlações para o número de Nusselt deduzidas para dutos de seção circular. Embora estas possam ser usadas para dutos de seções diferentes, devemos ter muito claro que os seus resultados só poderão ser usados como aproximações e na ausência de dados específicos para a geometria de interesse. O nosso interesse concentra-se em canais de placas paralelas e nas correlações obtidas para este tipo de geometria.

Mercer et al.(1967) apresentou um trabalho sobre a convecção forçada na região de entrada entre placas paralelas. O trabalho foi experimental e através de um interferômetro foi visualizado o escoamento entre as placas. Como resultado deste trabalho são apresentadas duas correlações para o número de Nusselt, uma para cada caso estudado: temperatura uniforme em ambas as placas e de igual magnitude (aquecimento simétrico), e temperatura uniforme numa das placas e a outra isolada.

Aquecimento simétrico,

$$Nu = 3,77 + \frac{0,066(Re_{D_h} Pr(s/2x))^{1,2}}{1 + 0,1Pr^{0,87}(Re_{D_h} s/2x)^{0,7}} \quad (3.63)$$

para aquecimento assimétrico,

$$Nu = 2,43 + \frac{0,16(Re_{D_h} Pr(s/2x))^{1,2}}{1 + 0,24Pr^{0,87}(Re_{D_h} s/2x)^{0,7}} \quad (3.64)$$

Nas equações acima, o parâmetro  $s$  corresponde à distância entre placas e  $x$  a distância a partir da entrada do canal.

Num trabalho mais recente, Kamiuto e Kanemaru(1996), apresentaram uma correlação para o número de Nusselt para o caso de convecção forçada entre placas,

$$Nu = 7,54 \left[ 1 + \left( 0,1635\xi^{-1/3} + 0,053 \right)^{6,5} \right]^{1/6,5} \quad (3.65)$$

onde  $\xi$  representa a coordenada na direção do escoamento ( $x$ ) adimensional,  
 $\xi = x/(2bRePr)$

Uma revisão extensa sobre coeficientes de transferência de calor por convecção forçada em dutos de diferentes seções fora recopilada por Shah e Bratti no capítulo 3 do Handbook of single-phase convective heat transfer editado por Kakaç et al.(1987). Para o caso específico de dutos de placas paralelas com escoamento laminar na região completamente desenvolvida, as informações obtidas são resumidas a seguir;

Com a região considerada aqui corresponde a região completamente desenvolvida, o número de Nusselt corresponderá um valor constante cuja magnitude dependerá das condições de aquecimento das superfícies do canal. Assim, na Figura 3.3 podemos identificar algumas configurações básicas que resultam nos seguintes valores para o Nusselt.

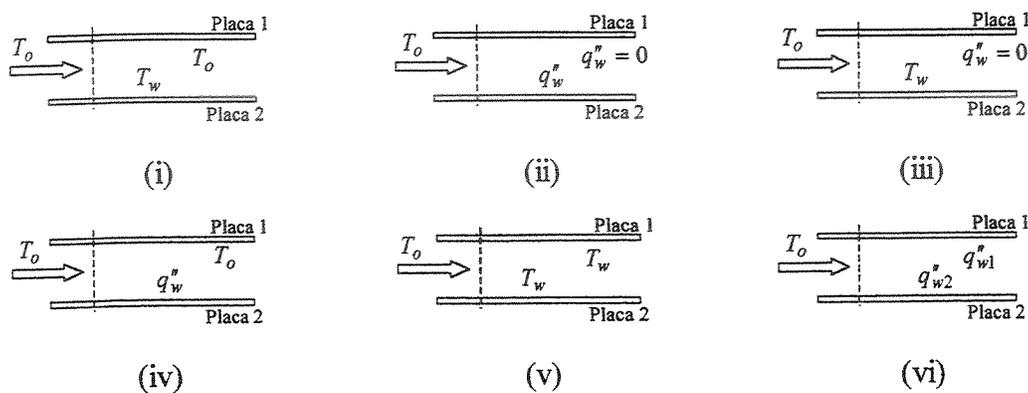


Figura 3.3 Combinação de condições de contorno nas superfícies das placas do canal.

- (i) Canal de placas paralelas com uma placa aquecida a temperatura constante e a outra na mesma temperatura do fluido na entrada:  $Nu_1 = Nu_2 = 4,0$
- (ii) Canal de placas paralelas com uma placa submetida a fluxo de calor constante e a outra isolada:  $Nu_1 = 0$  e  $Nu_2 = 5,385$
- (iii) Canal de placas paralelas com uma placa aquecida a temperatura constante e a outra isolada:  $Nu_1 = 0$  e  $Nu_2 = 4,861$
- (iv) Canal de placas paralelas com uma placa submetida a fluxo de calor constante e a outra mantida à temperatura do fluido na entrada:  $Nu_1 = Nu_2 = 4,0$
- (v) Canal de placas paralelas com ambas placas submetidas a uma temperatura constante e da mesma magnitude:

$$Nu = 7,54$$

Se for considerado o efeito da condução axial no fluido, a seguinte relação, baseada no número de Peclet ( $Pe$ ), é válida

$$Nu = \begin{cases} 7,54 \left( 1 + \frac{3,79}{Pe^2} + \dots \right) & Pe \gg 1 \\ 8,11742 \left( 1 - 0,030859Pe + 0,0069436Pe^2 - \dots \right) & Pe \ll 1 \end{cases} \quad (3.66)$$

(vi) Canal de placas paralelas com ambas as placas submetida a um fluxo de calor constante

$$q_{w1}'' \neq q_{w2}'' \quad Nu_1 = \frac{140}{26 - 9(q_{w2}''/q_{w1}'')} \text{ e } Nu_2 = \frac{140}{26 - 9(q_{w1}''/q_{w2}'')} \\ q_{w1}'' = q_{w2}'' \quad Nu = 8,24$$

Se o fluxo de calor imposto nas paredes for representado por uma função exponencial do tipo  $q_w'' = q_o'' \exp(mx^*)$ , com  $x^*$ , sendo a coordenada axial adimensional definida como  $x^* = x/(D_h Pe)$ , a relação para o número de Nusselt poderá ser escrita como segue,

$$Nu = 8,24 + 2,161 \times 10^{-3} m - 4,4397 \times 10^{-5} m^2 + 1,2856 \times 10^{-7} m^3 - 2,7035 \times 10^{-10} m^4; \quad -80 \leq m \leq 100 \quad (3.67)$$

No caso de condições de contorno convectivas em ambas superfícies uma correlação válida para o número de Nusselt pode ser escrita a seguir,

$$Nu = \frac{4620 + 561Bi}{561 + 74Bi} \quad (3.68)$$

onde  $Bi$  representa o número de Biot, definido pela seguinte relação,  $Bi = h_{ext} D_h / k$ . Podemos observar que para números de Biot tendendo a infinito, que corresponderia ao caso assintótico de temperatura constante na parede, o número de Nusselt obtido com esta relação tende para o valor correspondente a este tipo de condição de contorno ( $Nu = 7,58$ ) como pode ser verificado da tabela 3.4 e do caso (v) acima.

Na mesma fonte de informação, Shah e Bratti em Kakaç et al.(1987), são obtidas relações para o número de Nusselt na região em desenvolvimento em dutos de placas paralelas. Para o caso de temperatura constante prescrita nas paredes, correlações para o Nusselt local e médio com 3% de precisão em relação a resultados teóricos são dadas a seguir,

$$Nu_x = \begin{cases} 1,233(x^*)^{1/3} + 0,4 & x^* < 0,001 \\ 7,541 + 6,874(10^3 x^*)^{-0,488} \exp(-245x^*) & x^* > 0,001 \end{cases} \quad (3.69)$$

$$Nu_m = \begin{cases} 1,849(x^*)^{-1/3} & x^* \leq 0,0005 \\ 1,849(x^*)^{-1/3} + 0,6 & 0,0005 < x^* < 0,006 \\ 7,541 + 0,0235/x^* & x^* > 0,006 \end{cases} \quad (3.70)$$

Se a condição de contorno for de fluxo de calor constante na parede, as correlações para o Nusselt local e médio podem ser escritas como segue, e apresentam uma precisão dentro de 3% em relação a dados teóricos,

$$Nu_x = \begin{cases} 1,490(x^*)^{-1/3} & x^* < 0,0002 \\ 1,490(x^*)^{-1/3} - 0,4 & 0,0002 < x^* < 0,001 \\ 8,235 + 8,68(10^3 x^*)^{-0,506} \exp(-164x^*) & x^* > 0,001 \end{cases} \quad (3.71)$$

$$Nu_m = \begin{cases} 2,236(x^*)^{-1/3} & x^* \leq 0,001 \\ 2,236(x^*)^{-1/3} + 0,9 & 0,001 < x^* < 0,01 \\ 8,235 + 0,0364/x^* & x^* \geq 0,001 \end{cases} \quad (3.72)$$

Com  $x^* = x/(D_h Pe)$ .

### (c) Convecção mista:

Observa-se em algumas situações práticas que a transferência de calor por convecção não pode ser caracterizado simplesmente como forçada ou natural. Isto ocorre frequentemente quando se tem uma corrente de fluido forçado com baixa velocidade sobre uma superfície aquecida, de modo que a velocidade adicional, produto de forças de empuxo que aparecem pela redução de densidade do fluido aquecido, resulta ser da mesma ordem de grandeza da corrente forçada. Esta superposição de efeitos, o da convecção forçada e natural, denomina-se convecção mista. Um critério para determinar se o problema pode ser tratado como convecção mista, forçada ou natural seria analisar a razão  $(Gr/Re^2)$ . Se esta razão for muito maior que a unidade  $(Gr/Re^2 \gg 1)$ , então o problema pode ser tratado como convecção natural. Se por outro lado essa razão for muito menor que 1,  $Gr/Re^2 \ll 1$ , a convecção natural poderá ser desprezada e o problema tratado como sendo convecção forçada. Finalmente, se  $Gr/Re^2 = 1$  então a convecção forçada e

natural são da mesma ordem de magnitude e portanto o problema se tratará como convecção mista.

No caso de dutos verticais sob a presença de convecção mista, duas combinações diferentes podem ocorrer. Se os escoamentos forçados e naturais estão no mesmo sentido, disse-se que o escoamento é concordante, enquanto que se as correntes forçada e natural estão no sentido contrario o escoamento será denominado oposto.

De acordo com Incropera e De Witt(1990) tem se tornado uma prática correlacionar o coeficiente de transferência de calor para convecção mista usando uma expressão que resulta na soma dos coeficientes para convecção natural e forçada,

$$Nu_{mista} = Nu_{natural} \pm Nu_{forçada}$$

O sinal positivo é para escoamento concordante e o sinal negativo para escoamento oposto.

A seguir são apresentadas tabelas com resumos das correlações para Nusselt, para os casos de convecção natural e forçada em canais verticais de placas paralelas. Na Tabela 3.5 são resumidas as correlações para convecção natural, e na Tabela 3.6 as correlações para convecção forçada.

Tabela 3.5. Resumo de correlações para  $Nu$  para escoamento por convecção natural num canal vertical de placas paralelas.

Autor	Correlação	Observação
Elenbaas(1942)	$Nu = \frac{Ra^*}{3} \left[ 1 - \exp\left(\frac{-35}{16Ra^*}\right) \right]^{3/4}$	$Ra^* = Ra(b/L)$ $Ra = g\beta(T_w - T_o)b^3 / (v\alpha)$
Aung(1972)	$Nu = \frac{1}{24} PrGr$ $Nu = \frac{1}{90} PrGr$ $Nu_{x=L} = 0,144(PrGr)^{0,5}$	Placas isotérmicas aquecidas simetricamente Uma placa a temperatura constante e a outra à temperatura de entrada do fluido $Gr = g\beta(T_1 - T_o)b^4 / (Lv^2)$ Fluxo de calor uniforme nas paredes $Gr = g\beta\bar{q}b^5 / (Lv^2k)$
Wirtz e Stutzman(1982)	$Nu_x = 0,144Ra^{0,5} \frac{L}{x} \left[ 1 + \left[ 0,2496 \left(\frac{L}{x}\right)^{0,8} Ra^{0,3} \right]^3 \right]^{-1/2}$ $Nu_L = 0,021Ra^* / \left[ 1 + 7 \cdot 10^{-5} (Ra^*)^{2,25} \right]^{1/3}$	$18,8 < Ra < 2414$ , $Ra = GrPr$ $Gr = g\beta qb^5 / (Lv^2k)$ Placas isotérmicas, o número de Grashof baseado na máxima variação de temperatura $(T_{w,L} - T_o)$
Ramanathan e Kumar(1991)	$Nu = \left[ \frac{185}{(L/b)^5} + (23Ra^{-1,3} + 0,5Ra^{-0,6})^{-1,25} \right]^{0,2}$	$1 \leq \frac{L}{b} \leq 15$ ; $10 < Ra \leq 3 \times 10^5$

Tabela 3.6. Resumo de correlações para  $Nu$  para escoamento por convecção forçada num canal vertical de placas paralelas.

Autor	Correlação	Observação
Holman(1983)	$Nu_D = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re_D Pr]^{1/4}}$ $Nu_D = 1,86(Re_D Pr)^{1/2} (D/L)^{1/4} (\mu/\mu_w)^{0,14}$ $Nu_D = 0,036Re_D^{0,8} Pr^{1/2} (D/L)^{0,055}$	<p>Válida para a região de desenvolvimento, para <math>L</math> grande <math>Nu_D \rightarrow 3,66</math></p> <p><math>Re_D \frac{D}{L} &gt; 10</math>, escoamento laminar</p> <p>Escoamento turbulento</p>
Churchill e Ozoe(1973): em Bejan(1993)	$\frac{Nu_D}{4,364[1 + (Gz/29,6)^2]^{1/6}} = \left[ 1 + \left( \frac{Gz/19,04}{[1 + (Pr/0,0207)^{2/3}]^{1/2} [1 + (Gz/29,6)^2]^{1/5}} \right)^{3/2} \right]^{1/3}$	<p>Região de entrada + região plenamente desenvolvida, fluxo de calor constante</p>
Mercer et al.(1967)	$Nu = 3,77 + \frac{0,066(Re_{D_h} Pr(s/2x))^{1,2}}{1 + 0,1Pr^{0,87}(Re_{D_h} s/2x)^{0,7}}$ $Nu = 2,43 + \frac{0,16(Re_{D_h} Pr(s/2x))^{1,2}}{1 + 0,24Pr^{0,87}(Re_{D_h} s/2x)^{0,7}}$	<p>Região de entrada entre placas paralelas, Placas isotérmicas, aquecimento simétrico</p> <p>Região de entrada entre placas paralelas, Temperatura uniforme numa placa e a outra isolada</p> <p><math>\xi = x/(2bRePr)</math></p>
Kamiuto e Kanemaru(1996)	$Nu = 7,54 \left[ 1 + \left( 0,1635\xi^{-7/3} + 0,053 \right)^{6,5} \right]^{1/6,5}$	
Shah e Bratti(1987): em Kakaç et al.(1987)	$Nu = 8,24 + 2,161 \times 10^{-3} m - 4,4397 \times 10^{-5} m^2 + 1,2856 \times 10^{-7} m^3 - 2,7035 \times 10^{-10} m^4$ $Nu = (4620 + 561Bi) / (561 + 74Bi)$ $Nu_m = \begin{cases} 1,849(x^*)^{-1/3} & x^* \leq 0,0005 \\ 1,849(x^*)^{-1/3} + 0,6 & 0,0005 < x^* < 0,006 \\ 7,541 + 0,0235/x^* & x^* > 0,006 \end{cases}$ $Nu_m = \begin{cases} 2,236(x^*)^{-1/3} & x^* \leq 0,001 \\ 2,236(x^*)^{-1/3} + 0,9 & 0,001 < x^* < 0,01 \\ 8,235 + 0,0364/x^* & x^* \geq 0,001 \end{cases}$	<p><math>q_w^* = q_o^* \exp(mx^*)</math>; <math>x^* = x/(D_h Pe)</math></p> <p><math>-80 \leq m \leq 100</math></p> <p><math>Bi = h e D_h / k</math></p> <p>Nusselt médio na região de entrada, placas paralelas isotérmicas</p> <p><math>x^* = x/(D_h Pe)</math></p> <p>Nusselt médio na região de entrada, placas paralelas com fluxo de calor uniforme</p> <p><math>x^* = x/(D_h Pe)</math></p>

### 3.3 Modelo para radiação solar incidente e temperatura ambiente externa

#### 3.3.1 Radiação solar

A radiação emitida pelo Sol apresenta uma distribuição espectral semelhante à de um corpo negro ou radiador perfeito a uma temperatura de aproximadamente 5000 K. Do total de radiação solar, 9% ocorre na região do ultravioleta que se concentra na faixa de comprimento de onda de 0,29 a 0,4  $\mu\text{m}$ , 38% ocorre na região do visível compreendido na faixa de 0,4 a 0,70  $\mu\text{m}$  e

finalmente 46 % na região denominada de infravermelho próximo e localizada entre 0,74 e 3,5  $\mu\text{m}$ . A radiação solar fora destes limites é de baixa intensidade quando comparada com a intensidade máxima que ocorre na região do visível.

A integral da curva de distribuição ao longo de todo o comprimento de onda representa o que se tem convencionado em chamar de constante solar  $I_o$  e corresponde a energia disponível fora da atmosfera terrestre. Na realidade  $I_o$  não é exatamente uma constante no sentido rigoroso, pois sabemos que a intensidade da radiação extraterrestre varia inversamente com a distância Terra-Sol e que a órbita da terra é elíptica com o sol posicionado num dos focos da elipse, de forma que a radiação que chega à atmosfera terrestre varia periodicamente, atingindo um máximo de  $1417 \text{ W/m}^2$  no dia 3 de janeiro e um mínimo de  $1328 \text{ W/m}^2$  no dia 6 de julho. O valor de  $I_o$  é assumido então como sendo o valor médio entre os valores máximo e mínimo. A Tabela 3.7, extraída do ASHRAE Handbook(1985), mostra a modo de ilustração a intensidade de radiação solar fora da atmosfera para o dia 21 de cada mês com base no ano 1964.

Tabela 3.7 Intensidade da radiação solar extraterrestre para o dia 21 de cada mês com base no ano de 1964.

Mês	$I_o$ [ $\text{W/m}^2$ ]	Declinação ( $d$ ) [graus]
Janeiro	1416	-20,00
Fevereiro	1404	-10,80
Março	1383	0,00
Abril	1360	11,60
Mai	1339	20,00
Junho	1330	23,45
Julho	1328	20,60
Agosto	1343	12,30
Setembro	1364	0,00
Outubro	1386	-10,50
Novembro	1408	-19,80
Dezembro	1417	-23,45

Fonte: ASHRAE Handbook(1985); dia 21 de cada mês ano de 1964

O efeito da atmosfera sobre a radiação solar incidente tem sido estudado por diversos pesquisadores e ao longo de muitos anos. Essas pesquisas mostram que quando a radiação atravessa a atmosfera terrestre sofre uma atenuação causada pela dispersão e absorção nos

diferentes constituintes da própria atmosfera. Uma parte de radiação é interceptada por moléculas de ar seco, moléculas de água e partículas de poeira, resultando numa dispersão de radiação em praticamente todas as direções. Uma outra parte da radiação é absorvida principalmente por moléculas de ozônio na região mais alta da atmosfera e por vapor de água próximo da superfície da terra.

A magnitude desta atenuação fica caracterizada pela composição e pela distância percorrida pelos raios do Sol desde o limite externo da atmosfera até a superfície da terra. Esta distância é expressa em termos da massa de ar ( $m$ ), que é a razão entre o caminho percorrido pelos raios do sol e a espessura da atmosfera com o sol na posição zenital. Uma relação para  $m$  pode ser escrita como segue

$$m = \frac{1}{\cos(z)} \quad (3.73)$$

onde  $z$  é o ângulo de zênite. Este ângulo varia com a latitude do local, a hora do dia e a declinação solar

A massa de ar ( $m$ ) varia conforme a hora do dia e o dia do ano, e esta tem uma grande influencia na distribuição da energia no espectro solar. Tem se convencionado em chamar "Air mass zero" ( $m = 0$ ) à distribuição espectral da radiação solar fora da atmosfera terrestre e a área sob a curva desta distribuição corresponde a constante solar. A Figura 3.4 mostra a distribuição espectral da radiação solar fora da atmosfera terrestre (air mass 0) e na superfície da terra após ter sido atenuada pela atmosfera terrestre (air mass 1.5). Uma discussão detalhada do efeito dos componentes da atmosfera sobre a radiação solar é dado por Böer(1977)

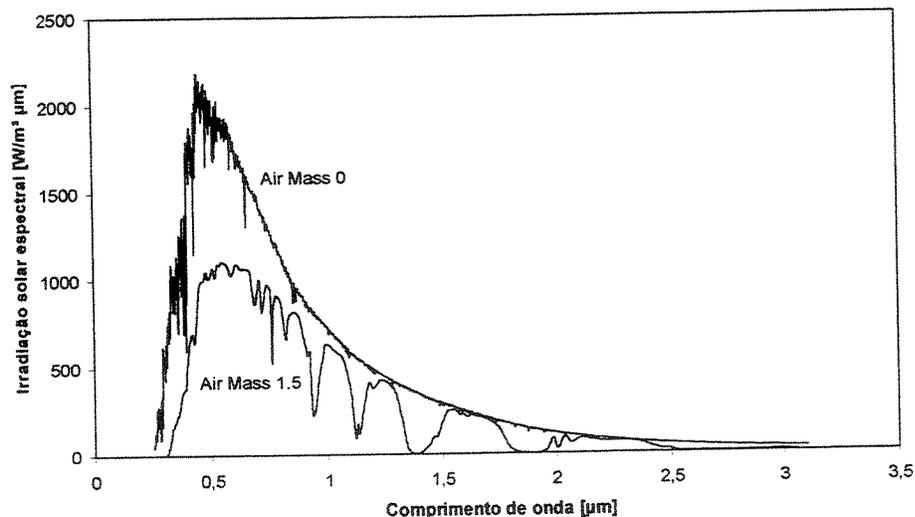


Figura 3.4 distribuição espectral da energia solar

### 3.3.1.1 Ângulos solares

A posição do sol no céu pode ser expressa em termos da altitude solar  $\beta$  acima do horizonte e do ângulo azimute solar  $\phi$ . Por sua vez estes ângulos dependem da latitude local  $L$ , do ângulo de declinação solar  $d$  e do ângulo horário  $h$ .

A latitude local  $L$  pode ser obtida de um atlas ou um globo. O ângulo horário ( $h$ ) indica a rotação aparente da esfera celeste ao redor do eixo da terra e como resultado da rotação terrestre,  $h$  varia de zero no meio-dia local a um máximo ao nascer ou pôr do sol.

A declinação solar ( $d$ ) é a distância angular dos raios do sol em relação ao equador. A declinação do Sol para um mesmo dia varia ligeiramente de ano para ano visto que o ano civil não coincide exatamente com uma revolução completa da Terra ao redor do Sol, porém, para os cálculos usuais a declinação pode ser considerada constante para todos os anos.

Existe uma relação bastante difundida na literatura especializada para o cálculo da declinação como segue (ver também Tabela 3.7 no presente capítulo)

$$d = 23,45 \sin \left[ 360 \frac{(284 + n)}{365} \right] \quad (3.74)$$

onde  $n$  representa o número de dias a partir do dia primeiro de janeiro.

A posição dos ângulos solares e ângulo de incidência ( $\theta$ ) para uma superfície inclinada são mostradas na Figura 3.5.

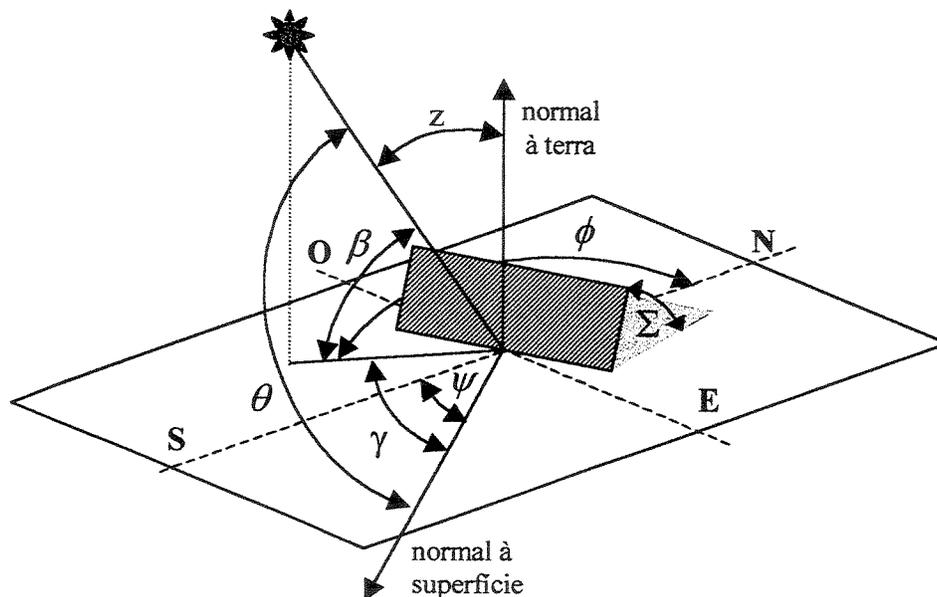


Figura 3.5 Ângulos solares e incidência de radiação para uma superfície inclinada.

Na Figura 3.5  $\gamma$  é o ângulo azimute Sol-parede (superfície),  $\Sigma$  é o ângulo de inclinação da superfície em relação à horizontal,  $\psi$  é o ângulo azimute de superfície e finalmente  $z$  é o ângulo de zênite.

É possível relacionar estes ângulos através das seguintes equações.

$$\sin(\beta) = \cos(L)\cos(d)\cos(h) + \sin(L)\sin(d) \quad (3.75)$$

$$\cos(\phi) = \frac{\cos(L)\sin(d) - \cos(d)\sin(L)\cos(h)}{\cos(\beta)} \quad (3.76)$$

$$\sin(\phi) = \frac{\cos(d)\sin(h)}{\cos(\beta)} \quad (3.77)$$

As Equações 3.75 a 3.77 permitem calcular os ângulos de altitude solar e azimute solar se a declinação, o ângulo horário e a latitude forem conhecidos. Na utilização destas equações deve-se ter o cuidado de usar corretamente os sinais para os ângulos de latitude e declinação. Assim a seguinte nomenclatura é usada:

- Latitude sul é considerada negativa
- ângulo de declinação é positivo entre o 22 de março e 22 de setembro
- ângulo de declinação é negativo entre o 23 de setembro e 21 de março
- ângulo horário é medido de ambos os lados de meio dia solar e varia de 0 a  $\pi$

Na utilização das Equações 3.76 e 3.77 deve-se lembrar que o ângulo de azimute solar é medido no sentido horário, a partir do norte, antes do meio dia solar e anti-horário após o meio dia solar. O ângulo de azimute varia de 0 a  $\pi$ .

É conveniente expressar a posição do Sol em relação à superfície em termos do ângulo de incidência  $\theta$ ,

$$\cos(\theta) = \cos(\beta)\cos(\gamma)\sin(\Sigma) + \sin(\beta)\cos(\Sigma) \quad (3.78)$$

para superfícies verticais  $\Sigma = 90^\circ$  e a Equação 3.78 pode ser simplificada como segue,

$$\cos(\theta) = \cos(\beta)\cos(\gamma) \quad (3.79)$$

A radiação solar disponível na superfície da terra pode ser tanto de caráter direta quanto difusa. A radiação solar direta é definida como sendo aquela que chega à superfície da terra vindo diretamente do Sol sem ser dispersa pela atmosfera, enquanto que a radiação difusa corresponde àquela radiação recebida na superfície da terra depois de ter sido dispersada pela atmosfera, de tal forma que é uma radiação que chega de todas as direções. A Radiação difusa é também

denominada de radiação do céu ou radiação solar do céu. É necessário diferenciar aqui entre a radiação difusa e a radiação emitida pela atmosfera, sendo que esta última corresponde à radiação de comprimento de ondas longas. A Figura 3.6 mostra as componentes de radiação solar que atinge uma superfície na terra.

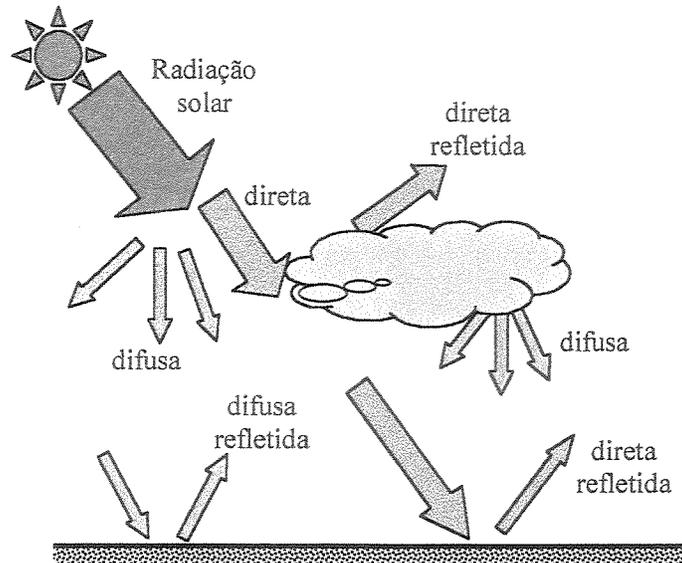


Figura 3.6 Componentes da radiação solar incidente.

Quantificar a radiação solar incidente em superfícies inclinadas é muito importante para projetar e avaliar o desempenho de sistemas de aproveitamento de energia solar tais como coletores solares e do comportamento térmico de edificações. Para que isto seja efetivo é necessário ter acesso a dados de radiação solar em base horária ou em intervalos de tempo menores.

Dados de radiação solar são normalmente oferecidos por estações meteorológicas e obtidos através de monitoramento em diversos pontos da superfície terrestre, constituindo a melhor fonte de informação para estimar a média da radiação incidente. No Brasil existem diversos órgãos que monitoram e administram esses dados. Entre outros, podemos citar os seguintes;

- Instituto Nacional de Meteorologia – INMET - (<http://www.inmet.gov.br/>). Conta com aproximadamente 400 estações de coleta de dados distribuídas por todos os Estados.
- Centro de Ensino e Pesquisa em Agricultura (CEPAGRI) da UNICAMP (<http://www.cpa.unicamp.br>)

- Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária - EMBRAPA (<http://www.cnpt.embrapa.br/agromet.htm>). Informações meteorológicas focalizadas na agricultura.
- Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos – CPTEC - Do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE) (<http://www.cptec.inpe.br/>). Processa informações meteorológicas providas dos satélites Meteosat e Goes, assim como também do satélite brasileiro (SCD-1), que coleta dados ambientais. Uma outra fonte de informações para este centro vem de redes meteorológicas nacionais (por exemplo INMET) e internacionais como a Organização Meteorológica Mundial (OMM).
- Sistema Meteorológico do Paraná – SIMEPAR (<http://www.simepar.br/>).

Uma outra forma de gerar este tipo de dados é através de correlações semi-empíricas largamente estudadas por diversos autores e disponíveis na literatura especializada. Este último método tem uma grande aplicabilidade em localidades nas quais não se dispõe de registros de radiação solar de longo prazo, assim como também na simulação numérica de sistemas de aproveitamento de energia solar pela sua flexibilidade de manipulação desses dados.

### 3.3.1.2 Modelo de radiação solar

A radiação solar incidente numa superfície inclinada é constituída por três parcelas: radiação solar direta ( $I_D$ ), radiação solar difusa ( $I_d$ ) e radiação refletida do chão e superfícies vizinhas ( $I_R$ ). Assim, a radiação total pode ser escrita como segue

$$I_T = I_D + I_d + I_R \quad (3.80)$$

A intensidade da componente direta que alcança uma superfície inclinada é o produto da irradiação normal direta  $I_{DN}$  e o coseno do ângulo de incidência  $\theta$  entre o raio solar incidente e a linha normal à superfície.

$$I_D = I_{DN} \cos \theta \quad (3.81)$$

Um modelo simples foi proposto por Hottel(1976) para estimar a radiação solar direta normal num dia claro sem nuvens conforme a relação seguinte

$$I_{DN} = I_o \tau_D \quad (3.82)$$

onde  $\tau_D$  é a transmitância da radiação solar através da atmosfera em dias claros, definida como segue

$$\tau_D = a_0 + a_1 e^{-k/\cos(z)} \quad (3.83)$$

ou

$$\tau_D = a_0 + a_1 e^{-k/\cos(90-\beta)} \quad (3.84)$$

as constantes  $a_0$ ,  $a_1$  e  $k$  são funções da altitude e da visibilidade. Estas constantes podem ser modificadas segundo índices que dependem somente do tipo de clima (tropical, verão e inverno em latitudes médias, e verão sub-ártico) e que variam entre 0,92 e 1,04.

Correlações para o cálculo de  $a_0$ ,  $a_1$  e  $k$ , já corrigidas para clima tropical, são dadas a seguir.

Para visibilidade de 23 km

$$a_0 = 0,4025 - 0,0078(6 - A)^2 \quad (3.85)$$

$$a_1 = 0,4953 + 0,00583(6,5 - A)^2 \quad (3.86)$$

$$k = 0,2765 + 0,01895(2,5 - A)^2 \quad (3.87)$$

Para visibilidade de 5 km

$$a_0 = 0,2335 - 0,0058(6 - A)^2 \quad (3.88)$$

$$a_1 = 0,7524 + 0,00098(6,5 - A)^2 \quad (3.89)$$

$$k = 0,2540 + 0,083(2,5 - A)^2 \quad (3.90)$$

Nas correlações acima a variável "A" refere-se à altitude da localidade em km. Para visibilidade intermediária deve-se fazer interpolação linear entre 5 e 23 km.

Devido a sua natureza não direcional a radiação difusa é mais difícil de analisar que a radiação incidente direta. Stepheson (1965) mostra que para dias claros existe uma relação direta entre a radiação difusa e a radiação solar direta que atingem uma superfície horizontal.

$$I_{dh} = \left( \frac{\tau_d}{\tau_D} \right) \sin(\beta) I_{DN} \quad (3.91)$$

Liu e Jordan(1960) desenvolveram uma correlação empírica que relaciona os coeficientes de transmitância para radiação difusa e direta para dias claros.

$$\tau_d = 0,2710 - 0,2939\tau_D \quad (3.92)$$

o valor da radiação difusa incidente numa superfície vertical pode ser escrito como,

$$I_d = I_{dh}F_{cs} \quad (3.93)$$

onde  $F_{cs}$  é um fator de forma entre o céu e a superfície. Para superfícies verticais  $F_{cs} = 0,5$  e para superfícies horizontais  $F_{cs} = 1$ .

A parcela de radiação refletida do chão inclui a radiação difusa e direta incidente numa superfície horizontal. De modo que a radiação refletida do chão para uma superfície vertical pode ser escrita como;

$$I_R = \rho_g F_{gs} [I_{dh} + I_{DN} \sin(\beta)] \quad (3.94)$$

onde  $\rho_g$  é a refletividade do solo e  $F_{gs}$  é o fator de forma entre o solo e a superfície, e pode ser escrito do seguinte modo

$$F_{gs} = \frac{1 - \cos(\Sigma)}{2} \quad (3.95)$$

Para superfícies verticais ( $\Sigma = 90^\circ$ )  $F_{gs} = 0,5$

A refletividade pode ser obtida do ASHRAE Handbook(1985) para diferentes tipos de superfícies e ângulos de incidência.

Somando as três parcelas de radiação incidente, temos

$$I_T = I_{DN} \cos(\theta) + \left( \frac{\tau_d}{\tau_D} \right) \sin(\beta) I_{DN} F_{cs} + \rho_g F_{gs} \left[ \left( \frac{\tau_d}{\tau_D} \right) \sin(\beta) I_{DN} + I_{DN} \sin(\beta) \right] \quad (3.96)$$

sendo que para superfícies verticais  $F_{cs} = F_{gs}$  e  $I_{DN} = I_o \tau_D$ , a relação acima pode ser escrita como segue,

$$I_T = I_o \left[ \tau_D \cos(\theta) + 0,5 \sin(\beta) (\tau_d + \rho_g \tau_d + \rho_g \tau_D) \right] \quad (3.97)$$

Na Figura 3.7 apresenta-se uma curva de intensidade de radiação solar incidente sobre uma superfície vertical obtida com o modelo aqui apresentado. A simulação foi realizada utilizando-se dados para a região de Campinas tomando como base o mês de janeiro.

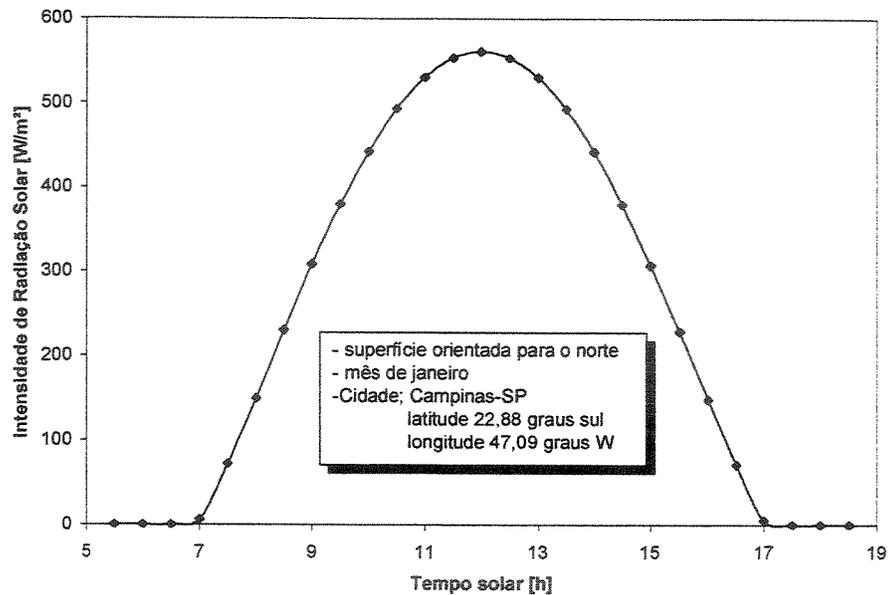


Figura 3.7 Curva típica de radiação solar incidente sobre uma superfície vertical gerada com o modelo e para incidência normal sobre a superfície.

### 3.3.2 Temperatura ambiente externa

Para o cálculo da variação horária da temperatura ambiente podemos utilizar o método descrito no ASHRAE Handbook(1985)

A temperatura ambiente horária pode ser calculada dos valores da temperatura ambiente máxima e mínima, usando a seguinte equação,

$$T_{amb}(t) = T_{max} - \frac{f}{100}(T_{max} - T_{min}) \quad (3.98)$$

o fator  $f$  é obtido da Tabela 3.8.

Tabela 3.8 Fator  $f$  para cada hora do dia.

Hora	Fator f	Hora	Fator f	Hora	Fator f
1	87	9	71	17	10
2	92	10	56	18	21
3	96	11	39	19	34
4	99	12	23	20	47
5	100	13	11	21	58
6	98	14	3	22	68
7	93	15	0	23	76
8	84	16	3	24	82

Para obter valores intermediários para fator  $f$  os dados foram graficados contra o tempo e foi ajustada uma curva polinomial de grau 9, obtendo assim uma equação para o cálculo do fator  $f$  em qualquer instante de tempo. Na Figura 3.8 pode ser observado um gráfico e os coeficientes polinomiais para  $f$ .

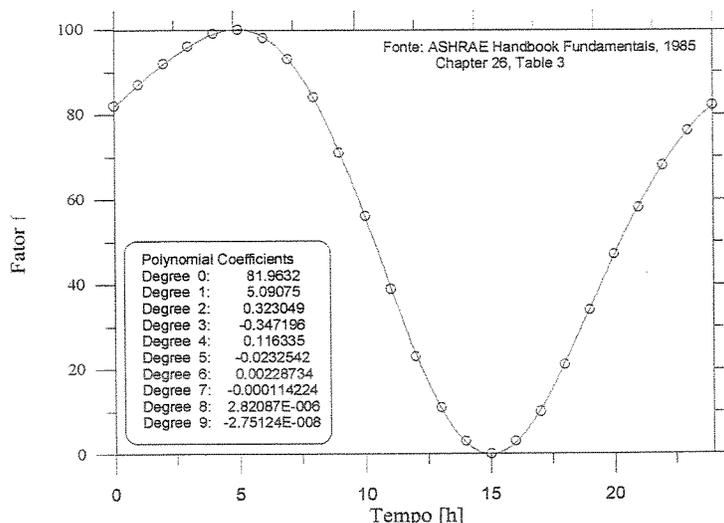


Figura 3.8 Curva interpolada do fator  $f$  em função do tempo.

Os valores para as temperaturas máximas e mínimas devem ser obtidos de dados meteorológicos locais. Na Figura 3.9 apresenta-se uma curva para a variação horária da temperatura ambiente, tomando como base temperaturas médias mensais, mínimas e máximas, para o mês de janeiro na cidade de Campinas. Esta curva foi gerada com o modelo recém apresentado.

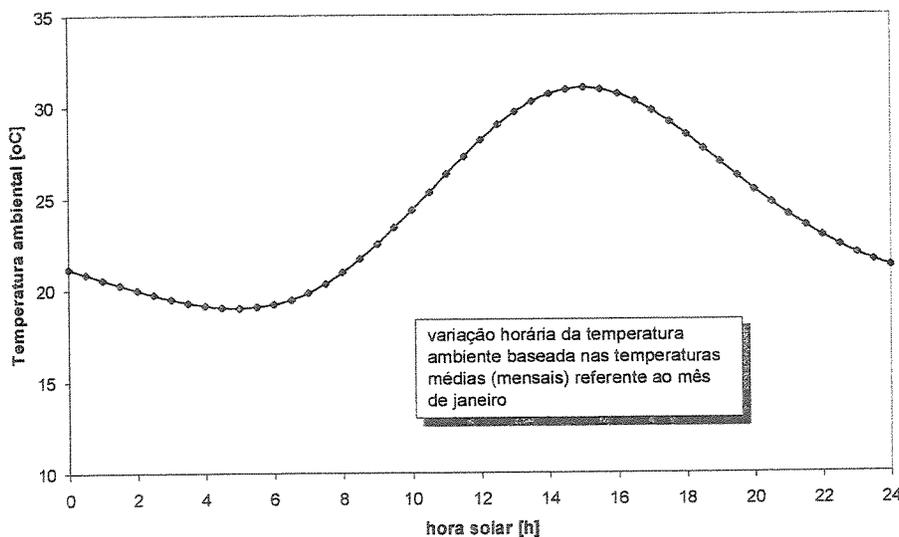


Figura 3.9 Variação horária da temperatura ambiental gerada com o modelo.

### 3.4 Revisão das Propriedades óticas de vidros

O cálculo da energia admitida através de janelas ou áreas envidraçadas de uma forma mais geral, depende fortemente do conhecimento das propriedades óticas dos vidros e da natureza da radiação incidente. Entre os dados óticos de importância podemos citar a transmitância, refletância, absorvância, índice de refração e coeficiente de extinção, sendo que todas elas apresentam um caráter espectral, ou em outras palavras são dependentes do comprimento de onda. Com relação à natureza da radiação incidente, aqui estamos interessados principalmente na radiação solar e os seus efeitos sobre a energia transmitida através de áreas envidraçadas.

O vidro, assim como alguns plásticos, apresentam-se como sendo transparentes para a radiação no comprimento de onda curta (0,3 a 3  $\mu\text{m}$  para o vidro) e opacos para emissões em comprimentos de onda longa (radiação infravermelha acima de 3,0  $\mu\text{m}$  para o caso do vidro comum). Curvas típicas para uma placa de vidro de 3mm de espessura são mostradas na Figura 3.10.

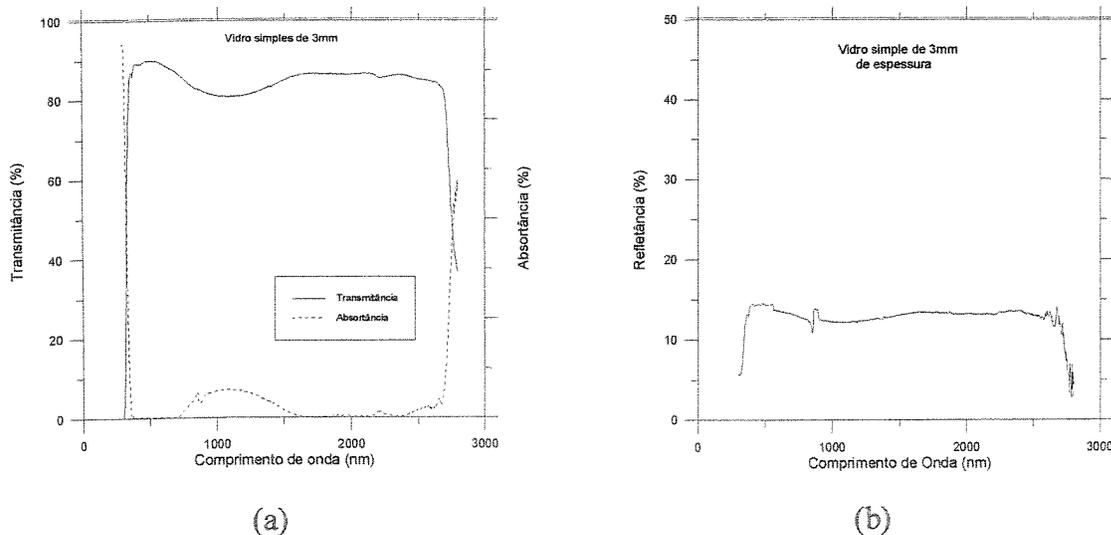


Figura 3.10 Propriedades espectrais para vidro comum de 3mm de espessura (a) transmitância e absorvância espectral (b) refletância espectral

Na Figura 3.10a mostram-se as propriedades transmitância e absorvância para uma placa de vidro comum de 3mm de espessura em função do comprimento de onda, já na Figura 3.10b pode-se observar a propriedade refletância em função do comprimento de onda para a mesma placa de vidro. Essas curvas foram levantadas experimentalmente usando um espectrofotômetro Perkin-

Elmer Lambda 9 na faixa de comprimento de onda de 0,3 a 2,8  $\mu\text{m}$  e para incidência de radiação normal à superfície, cobrindo desta forma uma parte do ultravioleta, a região visível completa e uma parte do infravermelho próximo. Resultados adicionais para outras espessuras de placas de vidro podem ser encontradas em Henríquez(1996) e Ismail e Henríquez(1998). Os dados obtidos de transmitância normal são referidos ao ar e os de refletância são referidos a um filme de óxido de magnésio padrão (MgO).

A norma americana ASTM-E424-71(1993) indica dois métodos de medição adequados para determinar transmitância e refletância em materiais na forma de chapas, cujas dimensões são limitadas pelo aparelho de medida. Um destes métodos usa um espectrofotômetro com esfera integradora como instrumento de medida e é possível realizar tanto as medidas de transmitância quanto as de refletância. Já o segundo método, fazendo uso de um pirômetro dentro de um box e usando diretamente o sol como fonte de energia, é aplicável somente a medida de refletância. Os espécimes deste último caso, devem ter uma área de  $0.61\text{m}^2$ .

Em geral é desejado conhecer valores totais das propriedades óticas dos materiais transparentes utilizados em janelas, facilitando assim, a tarefa de projetistas na seleção e especificação de materiais transparentes para uso na construção ou outras aplicações afins. Integrando-se as propriedades espectrais da transmitância, refletância e absortância, Figuras 3.10a e 3.10b, sobre uma distribuição de energia solar padrão poderão ser obtidos valores globais para a transmitância, refletância e absortância, válidas no espectro solar. Isto é realizado fazendo uso da Equação 3.99.

$$P = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} P_{\lambda} E_{\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{\lambda} d\lambda} \quad (3.99)$$

onde  $P$  é chamada de propriedade ótica total e independe do comprimento de onda. Deve-se ressaltar aqui, que o valor constante desta propriedade tem validade somente no faixa de comprimento de onda  $[\lambda_1 - \lambda_2]$ . Na Equação 3.99 a propriedade ótica genérica  $P$  pode ser a transmitância ( $\tau$ ), refletância ( $\rho$ ) ou absortância ( $\alpha$ ), e  $E_{\lambda}$  é uma função peso, que aqui corresponde à curva de distribuição de energia solar padrão. A curva de distribuição de energia solar padrão a ser utilizada como função peso é recomendada pela ASTM-G159-98(2001), e corresponde à distribuição de radiação solar na superfície da terra para air mass 1,5

A caracterização ótica de janelas é complicada, mesmo experimentalmente e em particular se é desejado conhecer o comportamento para incidência oblíqua de radiação, de modo que não é

possível determinar todos os parâmetros de interesse sem fazer uso de uma sofisticada instrumentação. Alternativamente e como complemento aos métodos experimentais de medidas, é possível calcular teoricamente as propriedades óticas de placas de vidro. Os métodos de cálculos analíticos parecem ser mais versáteis quando comparados a métodos experimentais onde é necessário usar uma sofisticada instrumentação, enquanto que o nível de precisão fica limitado as especificações do material e as constates óticas usadas(Hsieh,1976).

Diversos trabalhos utilizando métodos analíticos de cálculo para as propriedades óticas podem ser encontrados na literatura. Uma referencia bastante importante e onde se pode encontrar as bases de um dos métodos mais difundido, usualmente denominado método das múltiplas reflexões, deve-se a Parmelee(1945). Este método utiliza-se de propriedades óticas fundamentais como são o índice de refração ( $n$ ) e o coeficiente de extinção ( $k$ ). Outros autores, posteriormente também fizeram uso de este método. Hsieh e Coldwey(1975) e Hsieh(1976) aplicaram o método para estudar as propriedades óticas de uma placa de vidro com uma camada seletiva numa das superfícies. Mais recentemente Rubin et al.(1998) apresentaram um exaustivo trabalho sobre a determinação de propriedades óticas radiativas para sistemas complexos de janelas.

Antes de apresentar o método, faremos algumas considerações;

- consideraremos que a placa transmite, absorve e reflete a radiação solar incidente;
- a absorção de radiação é proporcional à intensidade de radiação e ao caminho percorrido pelo raio no meio.
- as superfícies da placa são completamente paralelas entre si.
- inicialmente assumiremos que o índice de refração ( $n$ ) e o coeficiente de extinção ( $k$ ) são constantes, embora na realidade eles apresentam uma dependência com o comprimento de onda e a temperatura.

Consideremos a Figura 3.11, onde se pode observar um feixe de radiação incidindo numa superfície que separa dois meios homogêneos e transparentes, como no caso de ar e vidro. Uma parcela dessa radiação sofre reflexão, uma outra parcela (não representada na figura) é absorvida pelo meio (vidro) quando o raio atravessa a placa transparente, e uma terceira parcela muda seu meio de propagação. A parcela que muda de meio de propagação, e conseqüentemente tem a sua velocidade de propagação alterada, dizemos que sofreu refração. Quando a incidência de radiação na superfície de separação é oblíqua, a refração ocorre com mudança de direção como indicado na Figura 3.11.

Luz natural ou não polarizada pode ser assumida como consistindo de duas componentes de vibração, uma vibrando no plano normal ao plano da superfície do vidro e outro vibrando num plano paralelo ao plano da superfície do vidro. Para superfícies lisas Fresnel tem derivado expressões para a refletividade quando um raio passa de um médio 1 com índice de refração  $n_1$ , para um médio 2 com índice de refração  $n_2$

Para a componente perpendicular;

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.100)$$

para a componente paralela;

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_1 - \theta_2)}{\tan^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad (3.101)$$

O coeficiente de refletividade é expresso como a média das duas componentes.

$$r = \frac{I_r}{I_i} = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel}) = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta_1 - \theta_2)}{\sin^2(\theta_1 + \theta_2)} + \frac{\tan^2(\theta_1 - \theta_2)}{\tan^2(\theta_1 + \theta_2)} \right] \quad (3.102)$$

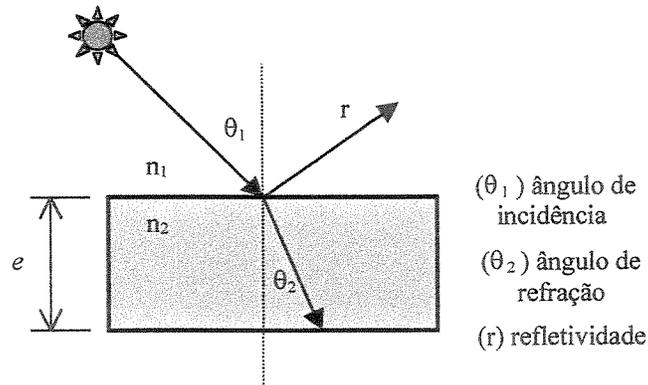


Figura 3.11 Fenômeno de refração quando um raio de luz passa de um meio para outro.

Uma relação entre os ângulos de incidência e refração, e os índices de refração de cada meio, é dada pela lei de Snell, como;

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} \quad (3.103)$$

Para pequenos ângulos de incidência (próximo de incidência normal à superfície), as seguintes relações são válidas;

$$\sin(\theta) \cong \tan(\theta) \cong \theta \quad (3.104)$$

assim, fazendo uso da Equação 3.104 junto com as Equações 3.102 e 3.103, podemos escrever a seguinte relação para a refletividade, válida para incidência normal;

$$r = \left[ \frac{n_2 - n_1}{n_2 + n_1} \right]^2 \quad (3.105)$$

agora, considerando que um dos meios é ar e que o índice de refração deste é aproximadamente unitário ( $n_1 = 1$ ), a Equação 3.104 se reduz a;

$$r = \left[ \frac{n_2 - 1}{n_2 + 1} \right]^2 \quad (3.106)$$

Em aplicações solares, a transmissão da radiação é através de uma fatia ou filme de material de modo que existem duas interfaces por placa de vidro para causar reflexão. Considerando a Figura 3.12 e desprezando numa primeira análise a absorção na placa de vidro, podemos observar que uma parcela igual a  $(1-r)$  do raio incidente alcança a segunda interface. De este,  $(1-r)^2$  passa através da segunda interface ar-vidro e a fração  $r(1-r)$  é refletido de volta para a primeira interface.

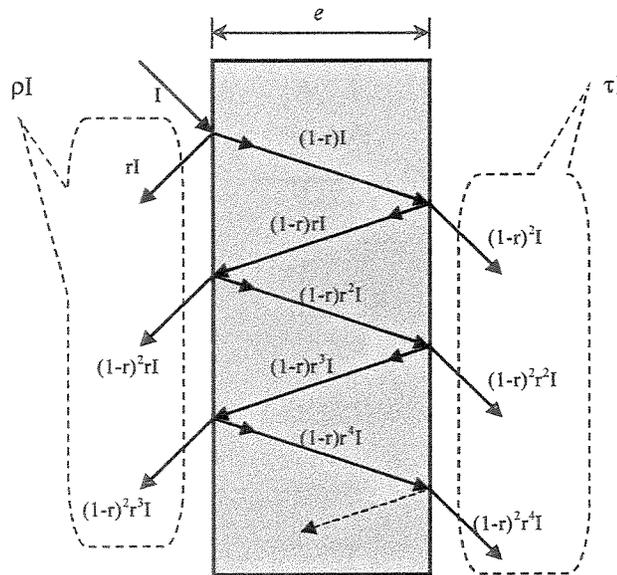


Figura 3.12 Modelo de múltiplas reflexões aplicada a uma placa de vidro simples.

Somando todos os termos transmitidos após as múltiplas reflexões dentro da placa de vidro, obtemos uma série infinita que agrupada convenientemente dá origem a uma expressão para a propriedade transmitância da placa de espessura  $e$  sem absorção de energia, Equação 3.107;

$$\tau I = (1-r)^2 I + (1-r)^2 r^2 I + (1-r)^2 r^4 I + \dots$$

$$\tau_\lambda = (1-r)^2 \sum_{i=0}^{\infty} (r)^{2i} = \frac{(1-r)^2}{(1-r^2)} = \frac{1-r}{1+r} \quad (3.107)$$

Somando agora todos os termos refletidos, obteremos uma expressão para a propriedade refletância da placa analisada, Equação 3.108;

$$\rho I = rI + (1-r)^2 rI + (1-r)^2 r^3 I + \dots$$

$$\rho_\lambda = r + (1-r)^2 r \sum_{i=0}^{\infty} r^{2i} = r + \frac{r(1-r)^2}{(1-r^2)} = r + \frac{r(1-r)}{(1+r)} = \frac{2r}{(1+r)} \quad (3.108)$$

Embora no análise tenha sido considerando que o índice de refração não varia com o comprimento de onda, a sua validade pode ser estendida ao caso real em que esta variação existe, assim, o sub-índice  $\lambda$  nas Equações 3.107 e 3.108 indica que as propriedades transmitância e refletância são propriedades espectrais. A Figura 3.13 mostra um gráfico do índice de refração do vidro em função do comprimento de onda. Pode-se observar que na faixa do comprimento de onda da radiação solar (0,3 a 3  $\mu\text{m}$ ) o índice de refração praticamente independe do comprimento de onda, de modo que, a hipótese de  $n$  constante é bastante razoável.

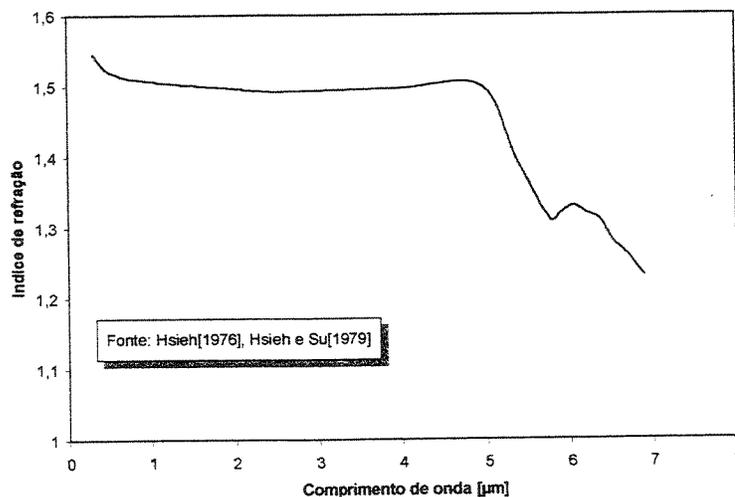


Figura 3.13. Índice de refração do vidro em função do comprimento de onda

Cabe destacar aqui a diferença nas quantidades denominadas transmissividade e transmitância, assim como refletividade e refletância. O sufixo “ividade” refere-se a uma propriedade inerente do material como um todo, sendo que o sufixo “ância” indica uma “propriedade” para um dado material sob certas condições específicas (por exemplo, espessura da

amostra, natureza da radiação incidente, etc.). Da Figura 3.12 e das equações deduzidas esta diferença torna-se mais clara. Vemos que para uma placa de vidro de espessura  $e$  e lados perfeitamente paralelos, a quantidade  $r$  corresponde à refletividade, e é a fração de radiação incidente que é refletida pela superfície da placa. Esta quantidade só depende da natureza do material. Por sua vez, a refletância ( $\rho$ ) poderá ser calculada a partir da propriedade refletividade da superfície da placa e dependerá das múltiplas reflexões dentro do material e do caminho percorrido pelo raio (se considerado o efeito de absorção no meio). Com relação à transmissividade,  $(1-r)^2$ , esta corresponde a fração de radiação que atravessa o meio ao longo de um raio de propagação após duas reflexões (uma em cada superfície da placa), e a quantidade transmitância será a soma de todas as frações parciais de transmissividade.

### 3.4.1 Efeito da absorção no meio

A absorção de radiação num meio semitransparente é descrita pela lei de Bouguer-Lambert-Beer a qual está baseada na hipótese que a radiação absorvida é proporcional à intensidade local e a distância que a radiação percorre no meio. Assim, a atenuação da radiação a medida que esta atravessa o meio pode ser expresso como segue;

$$dI = -k I dx \quad (3.109)$$

onde  $k$  é o coeficiente de extinção, que por simplificação será assumido como constante no espectro solar. Integrando ao longo do caminho percorrido no meio (ver Figura 3.11);

$$\int_{I_0}^{I_e} \frac{dI}{I} = \int_0^{x_1} -k dx \quad (3.110)$$

$$\text{onde } x_1 = e/\cos(\theta_2)$$

após a integração e chamando a absorptividade de  $a$ , temos;

$$a = \frac{I_e}{I_0} = \exp\left[\frac{-ke}{\cos(\theta_2)}\right] \quad (3.111)$$

A transmitância, refletância e absorptância de um vidro simples, admitindo reflexão e absorção ao mesmo tempo, pode ser determinada através de uma análise utilizando a mesma técnica usada para derivar as Equações 3.107 e 3.108. Para isto tomemos como referência o diagrama da Figura 3.14, na figura mostra-se uma quantidade de radiação solar direta  $I_\lambda$  incidindo sobre uma placa de vidro de espessura  $e$ , sendo que, parte da radiação incidente é

refletida e parte é absorvida pela placa de vidro. Devido a sucessivas reflexões internas no material, as quantidades de radiação refletida, absorvida e transmitida são dadas, cada uma, por uma série infinita. De modo a generalizar o análise, as propriedades aqui calculadas devem ser consideradas espectrais, embora seja omitido o subscrito  $\lambda$  para não sobrecarregar a notação.

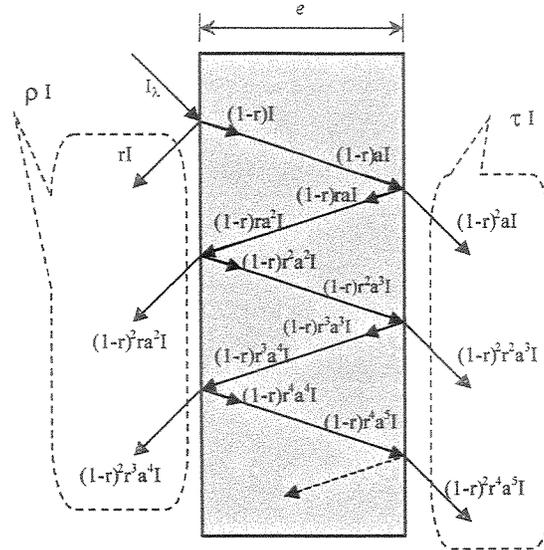


Figura 3.14 Múltiplas reflexões numa placa de vidro considerando absorção de radiação.

Assim a transmitância para um dado comprimento de onda  $\lambda$  é dado por:

$$\tau_\lambda = (1-r)^2 a + (1-r)^2 a^3 r^2 + (1-r)^2 a^5 r^4 + \dots$$

reconhecendo que esta é uma série geométrica convergente, temos

$$\tau_\lambda = \frac{(1-r)^2 a}{1-r^2 a^2} \tag{3.112}$$

de forma similar nos podemos obter a refletância como

$$\rho_\lambda = r + (1-r)^2 a^2 r + (1-r)^2 a^3 r^2 + (1-r)^2 a^4 r^3 + \dots$$

sendo esta também uma série geométrica, podemos escrever a refletância como segue

$$\rho_\lambda = r + \frac{r(1-r)^2 a^2}{1-r^2 a^2} \tag{3.113}$$

sabe-se que a soma da transmitância, refletância e absortância deve ser igual à unidade ( $\tau_\lambda + \rho_\lambda + \alpha_\lambda = 1$ ), permitindo obter facilmente a absortância a partir dos valores de  $\tau_\lambda$  e  $\rho_\lambda$

$$\alpha_\lambda = 1 - r - \frac{(1-r)^2 a}{(1-ra)} \tag{3.114}$$

### 3.4.2 Janelas de vidros duplos

Alguns sistemas de janelas mais complexos são formados por duas placas de vidro separadas por uma camada de ar entre as placas. A análise até aqui discutido, também pode ser aplicada a estes casos e a outros mais complexos, desde que existam informações sobre alguns dos parâmetros fundamentais (índice de refração e coeficiente de extinção).

No caso de vidros duplos faremos a análise seguindo passo a passo o raio incidente que se propaga pelo sistema. Estudaremos cada placa, uma de cada vez, incluindo o efeito da placa vizinha.

Sendo assim, consideremos a Figura 3.15 que mostra a placa externa (denominada aqui de placa 1) e a radiação incidindo sobre esta. Seguindo o raio de incidência, observamos que uma parte deste é refletido na superfície externa da placa e uma outra parcela atravessa o vidro, sendo uma parte deste absorvido ao longo do caminho percorrido dentro da placa. Quando o raio atinge a superfície interna da placa de vidro 1, este é novamente refletido para dentro do vidro e atenuado no seu percurso em direção à superfície externa da mesma placa. Este processo de reflexão e absorção se repete múltiplas vezes. Nas fronteiras da placa, parte da energia deixa as superfícies após a reflexão.

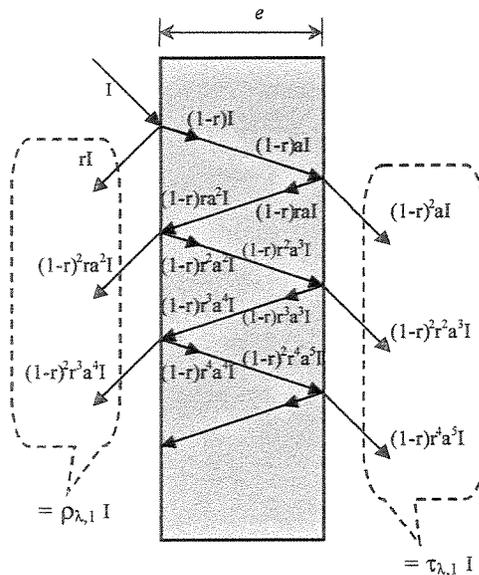


Figura 3.15 Múltiplas reflexões na placa externa (ou placa 1) dos sistema vidro duplo, sob incidência de radiação  $I$  proveniente do ambiente externo.

Seguindo com a análise, agora analisaremos a segunda placa de vidro. A radiação total que é transmitida pela placa 1 ( $\tau_{\lambda,1} I$ ), incidirá sobre a placa 2 do sistema e sofrerá o mesmo processo acima descrito para a placa 1, é dizer, após múltiplas reflexões nas fronteiras da placa e absorções ao longo do percurso desta, teremos uma fração global de radiação transmitida, absorvida e refletida pela placa. Isto pode ser observado na Figura 3.16.

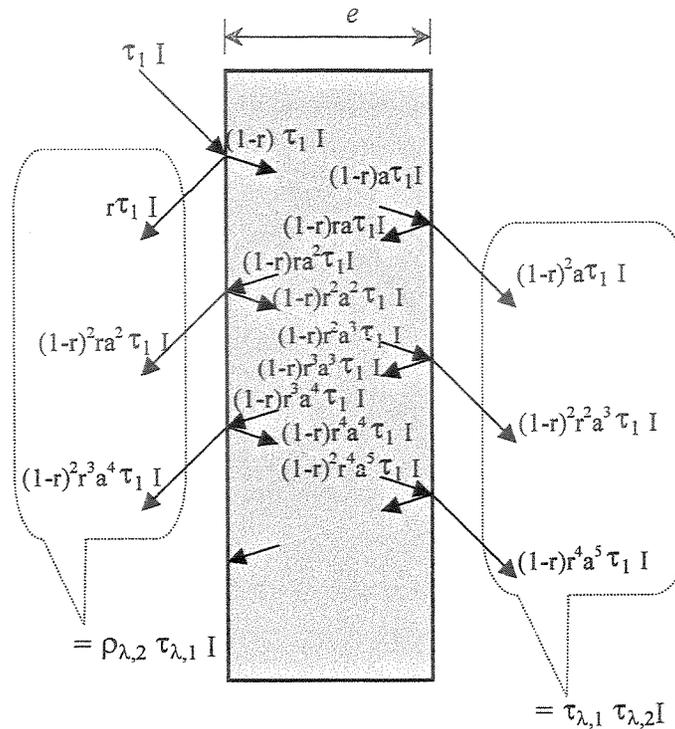


Figura 3.16.- Múltiplas reflexões na placa interna (ou placa 2) do sistema vidro duplo, sob incidência de radiação  $\tau_{\lambda,1} I$  que foi transmitida pela placa 1.

Na placa 2 temos duas parcelas de energia deixando as fronteiras da placa. A parcela do lado direito ( $\tau_{\lambda,1}\tau_{\lambda,2} I$ ) corresponde a uma fração de energia transmitida pela placa e a parcela da esquerda ( $\rho_{\lambda,2}\tau_{\lambda,1} I$ ) corresponde a uma fração de energia refletida. A fração de energia refletida pela placa 2 deve voltar para a placa 1 e será transmitida, absorvida e refletida por esta placa como mostrado na Figura 3.17.

O processo analisado até aqui deve continuar infinitamente, sempre tendo presente que a radiação transmitida pela placa 1 deveria incidir na placa 2, e a radiação refletida pela placa 2 incidirá na placa 1.

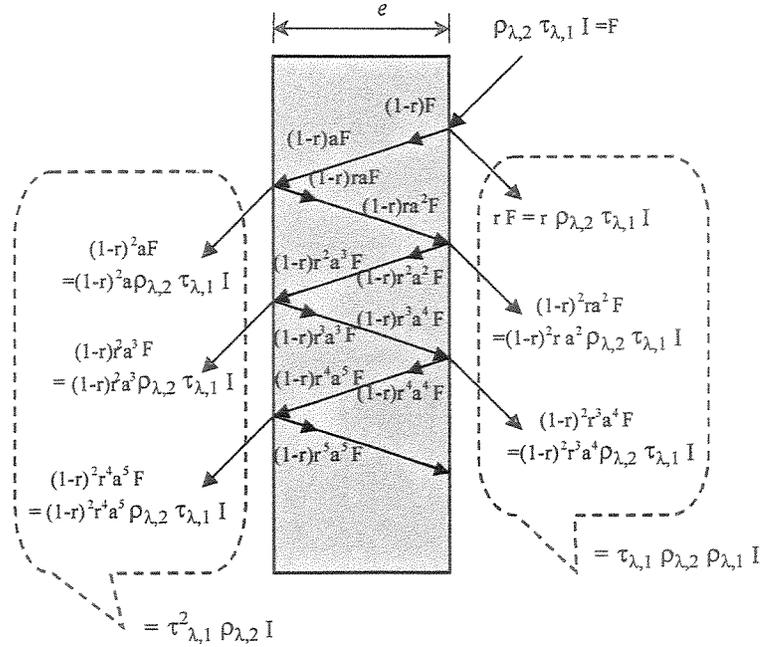


Figura 3.17 Múltiplas reflexões na placa 1 da radiação incidente  $\rho_{\lambda,2}\tau_{\lambda,1}I$  que resulta da reflexão na placa 2.

Fazendo uma análise global do que ocorre nas fronteiras das placas de vidro quando se tem duas placas, Figura 3.18, e tomando como base o análise recém realizado individualmente para cada uma delas, tem-se que, a soma das parcelas de radiação atravessando o conjunto de vidros após as múltiplas reflexões, representa a transmitância total através do sistema formado pelas duas placas de vidros e aqui denotada como  $(\tau_{\lambda,1-2})$ .

$$\tau_{\lambda,1-2} = \tau_{\lambda,1}\tau_{\lambda,2} + \tau_{\lambda,1}\tau_{\lambda,2}\rho_{\lambda,1}\rho_{\lambda,2} + \tau_{\lambda,1}\tau_{\lambda,2}\rho_{\lambda,1}^2\rho_{\lambda,2}^2 + \tau_{\lambda,1}\tau_{\lambda,2}\rho_{\lambda,1}^3\rho_{\lambda,2}^3 + \dots$$

reescrevendo está equação de forma conveniente, reconhece-se que os termos dentro do parêntesis representam uma série infinita convergente

$$\tau_{\lambda,1-2} = \tau_{\lambda,1}\tau_{\lambda,2} \left( 1 + \rho_{\lambda,1}\rho_{\lambda,2} + \rho_{\lambda,1}^2\rho_{\lambda,2}^2 + \rho_{\lambda,1}^3\rho_{\lambda,2}^3 + \dots \right) \quad (3.115)$$

então podemos escrever para a transmitância global da placa de vidro duplo a seguinte relação;

$$\tau_{\lambda,1-2} = \frac{\tau_{\lambda,1}\tau_{\lambda,2}}{1 - \rho_{\lambda,1}\rho_{\lambda,2}} \quad (3.116)$$

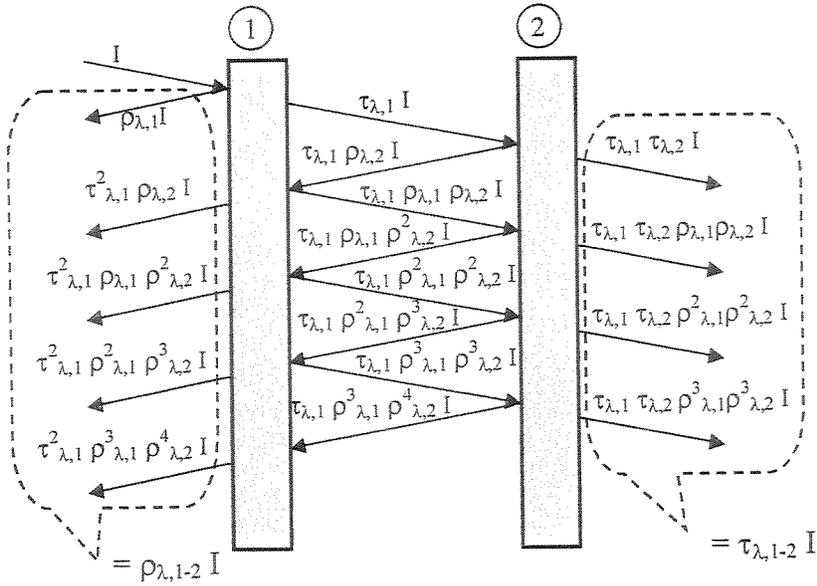


Figura 3.18. Análise global das múltiplas reflexões num conjunto vidro duplo.

A somatória das parcelas de radiação que deixam o sistema pelo lado esquerdo, representa a radiação total refletida pelas placas de vidro.

$$\rho_{\lambda,1-2} = \rho_{\lambda,1} + \tau_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,2} + \tau_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}^2 + \tau_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,2}^3 + \tau_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,1}^3 \rho_{\lambda,2}^4 + \dots$$

Agrupando convenientemente, podemos observar que os termos entre parêntesis representam a mesma série convergente da equação corresponde à transmitância global.

$$\rho_{\lambda,1-2} = \rho_{\lambda,1} + \tau_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,2} (1 + \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2} + \rho_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,2}^2 + \rho_{\lambda,1}^3 \rho_{\lambda,2}^3 + \dots) \quad (3.117)$$

então a refletância total do sistema pode ser escrita como segue;

$$\rho_{\lambda,1-2} = \rho_{\lambda,1} + \frac{\tau_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,2}}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} \quad (3.118)$$

Os subscritos  $\lambda,1-2$  se referem à combinação vidro-duplo, de tal forma que  $\tau_{\lambda,1-2}$  e  $\rho_{\lambda,1-2}$  representam a transmitância e refletância total do sistema respectivamente. O subscrito  $(\lambda,1)$  é referente à primeira placa de vidro quando esta é considerada de forma separada, e o subscrito  $(\lambda,2)$  por sua vez refere-se à segunda placa de vidro quando esta também é considerada separadamente. Em cálculos sobre o ganho de calor solar em janelas, é mais usual conhecer a taxa de absorção de calor de cada vidro separadamente de que a absorção global no conjunto do sistema. Para conhecer a parcela de radiação absorvida em cada placa separadamente após as

múltiplas reflexões dentro do sistema, podemos fazer uso das Figuras 3.19a e 3.19b, onde são indicados os fluxos de radiação nas fronteiras das placas. Do balanço da radiação entrando e saindo em cada placa de vidro, pode-se determinar a fração da energia absorvida.

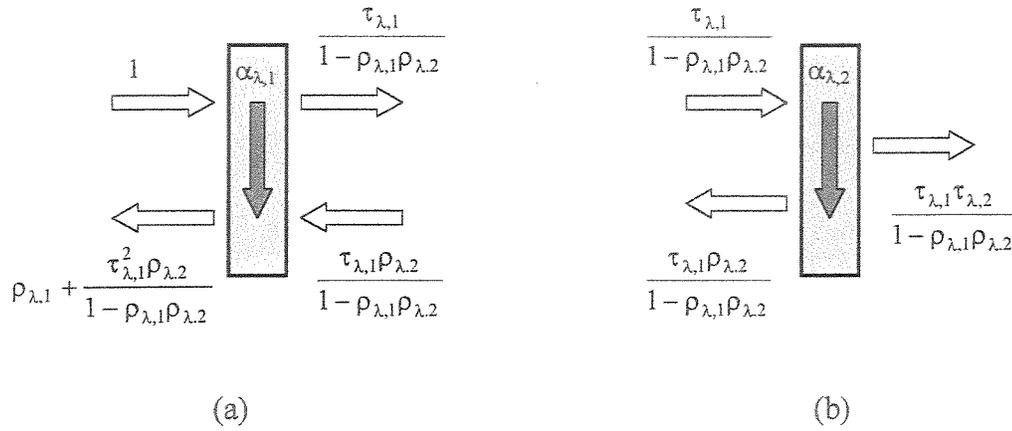


Figura 3.19.- Balanço de fluxos radiativos em cada placa do sistema vidro duplo; (a) placa externa ou placa 1, (b) placa interna ou placa 2.

Placa 1:

$$\alpha_{\lambda,1} = 1 - \rho_{\lambda,1} - \frac{\tau_{\lambda,1}^2 \rho_{\lambda,2}}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} + \frac{\tau_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} - \frac{\tau_{\lambda,1}}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} \quad (3.119)$$

trabalhando algebricamente esta equação, pode-se obter uma expressão mais simplificada para a mesma;

$$\alpha_{\lambda,1} = \frac{[1 - (\rho_{\lambda,1} + \tau_{\lambda,1})][1 - \rho_{\lambda,2}(\rho_{\lambda,1} - \tau_{\lambda,1})]}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} \quad (3.120)$$

Placa 2:

$$\alpha_{\lambda,2} = \frac{\tau_{\lambda,1}}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} - \frac{\tau_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} - \frac{\tau_{\lambda,1} \tau_{\lambda,2}}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} \quad (3.121)$$

uma vez agrupado os termos, a expressão para a absorção de radiação na segunda placa pode ser escrita finalmente como;

$$\alpha_{\lambda,2} = \frac{\tau_{\lambda,1} [1 - (\tau_{\lambda,2} + \rho_{\lambda,2})]}{1 - \rho_{\lambda,1} \rho_{\lambda,2}} \quad (3.122)$$

### 3.5 Parâmetros para avaliação do desempenho de janelas

O ganho ou perda de calor através de janelas acontece de acordo com os três mecanismos básicos da transferência de calor; condução, convecção e radiação, e depende essencialmente da diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo, adjacentes à janela, e da radiação solar incidente.

Sob condições de incidência de radiação solar presente, a maior quantidade de calor ganho é devido à energia transmitida diretamente através do vidro, e será proporcional ao valor da propriedade óptica transmitância ( $\tau$ ). Sob estas mesmas condições, uma parcela menor de energia solar será redirecionada para dentro ou fora do sistema através de mecanismos de condução e convecção, após ser absorvida pelo vidro de acordo com a propriedade óptica absorptância.

Quando não há radiação solar direta presente, por exemplo durante as noites ou em dias com céu nublado, a transferência de calor deve-se exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo da janela.

Na Figura 3.20 mostra-se um esquema de uma janela de vidro simples e os fluxos de calor entrando e saindo do sistema. Uma parte da radiação solar incidente passa diretamente através da janela e é indicada na figura como ( $\tau I$ ), enquanto que os fluxos de calor ( $\rho I$ ) e ( $\alpha I$ ) são as frações de radiação solar refletida e absorvida pelo sistema respectivamente. Os fluxos ( $N_i \alpha I$ ) e ( $N_o \alpha I$ ) correspondem a fração de energia que após ser absorvida pelo sistema é redirecionada para dentro e fora através de condução e convecção. Finalmente, o fluxo indicado como ( $U \Delta T$ ) representa o calor transferido para dentro ou para fora devido exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo.

Com o desenvolvimento e avanço de novas tecnologias em janelas, requer-se de ferramentas de análise de desempenho adequadas, que permitam aos fabricantes, projetistas e pesquisadores comparar a eficiência dos diversos sistemas. Existem basicamente três parâmetros para analisar o desempenho de janelas de um ponto de vista da transferência de calor. Estes são; o valor  $U$ , O coeficiente de ganho de calor solar ( $F$ ) e o coeficiente de sombreamento ( $SC$ ).

Diversos trabalhos sobre o desenvolvimento e uso desses parâmetros têm sido publicados ao longo dos últimos anos, incluindo-se entre estes, procedimentos de análise experimental.

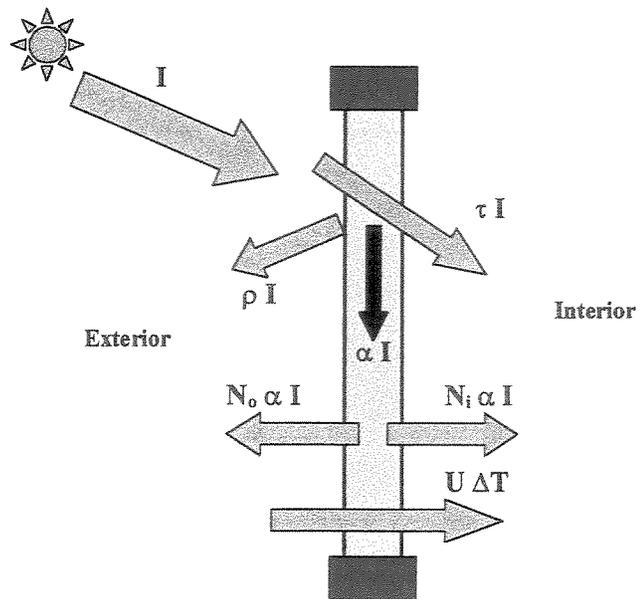


Figura 3.20 Janela simples e fluxos de calor entrando e saindo do sistema.

Arasteh et al.(1989) mostraram um procedimento de cálculo para obter a transferência de calor através de uma janela completa, considerando três elementos de área fundamentais: (1) uma região denominada borda do vidro, que corresponde à área medida considerando 2,5 polegadas (63,5 mm) a partir da linha de visão da janela (limite interno do caixilho); (2) a região central do vidro (estimada como sendo toda a área do vidro menos a área de borda); e finalmente (3) uma região relativa à esquadria (incluindo o caixilho) da janela. Foram sugeridos algoritmos para o cálculo da transferência de calor através de cada uma destas áreas e são apresentados o coeficiente de transferência de calor, na forma do valor  $U$ , o coeficiente de ganho de calor solar total através do sistema, e o coeficiente de sombreamento.

El-Asfour et al.(1988) estudaram o efeito de vários fatores sobre o coeficiente de sombreamento para diferentes tipos de vidros. O objetivo principal desse trabalho foi investigar a sensibilidade do Coeficiente de Sombreamento a esses fatores e então verificar a validade de adotar valores fixos para este coeficiente como é usualmente admitido para diferentes condições. O estudo cobriu janelas com vidro simples e duplos, de vidros claros ou absorventes de calor, com e sem superfícies refletivas. Plásticos transparentes também fizeram parte deste estudo. Os fatores investigados, incluíram, a variação do Coeficiente de Sombreamento com o ângulo de incidência, velocidade de vento no ambiente externo e velocidade do ar no ambiente interno. Eles concluíram, que a variação do Coeficiente de Sombreamento com os fatores estudados depende essencialmente do tipo de vidro usado. Para todos os tipos de vidro o Coeficiente de

Sombreamento é praticamente constante para incidência normal e até um ângulo de 40° de incidência. No caso de vidros absorventes e sistemas de vidros duplos a variação do Coeficiente de Sombreamento com o ângulo de incidência é bastante acentuada para ângulos acima de 40°, enquanto que para vidros simples e claros o coeficiente pode ser assumido como constante para todos os ângulos de incidência. O Coeficiente de Sombreamento decresce para todos os tipos de vidros quando a velocidade do vento no ambiente externo aumenta, e isto ocorre porque uma maior fração de radiação solar absorvida deverá ser dissipada para o ambiente externo. Este efeito é mais acentuado em janelas com vidros absorventes. Quando é considerada a variação da velocidade do ar interno, verifica-se um aumento do Coeficiente de Sombreamento com o aumento da velocidade do ar. Novamente, este efeito acentua-se em vidros duplos ou absorventes.

Curcija et al.(1989) apresentaram um importante trabalho onde revisam e comparam os procedimento de cálculos para o coeficiente global de transferência de calor (valor  $U$ ) de janelas usadas nos EUA, Canada e Europa. As comparações são baseadas nos procedimentos de cálculos usadas em três programas computacionais vinculados a cada uma destas regiões; o programa americano WINDOW3, o programa canadense VISION, e o programa ISOWIN04 que é baseado num procedimento desenvolvido pela International Standard Organization (ISO). Os programas WINDOW3 e o programa ISOWIN04 usam modelos que permitem calcular o valor  $U$  para uma janela completa, enquanto que o programa VISION permite avaliar este coeficiente somente na região do vidro. Os efeitos da transferência de calor da moldura sobre o valor  $U$  de uma janela completa é calculado de forma similar os programas ISOWIN04 e WINDOW3. As comparações entre os resultados para o valor  $U$  obtidos com cada um dos três programas mostram que embora existam algumas diferenças, os resultados se encontram dentro dos limites de resultados experimentais. Do continuo aperfeiçoamento destes procedimentos de cálculos, espera-se que no futuro exista uma concordância geral sobre os cálculos básicos e que qualquer diferença possa ser explicada somente pelo uso de diferentes coeficientes de transferência de calor nas superfícies interna e externa, e pelas diferentes tipos de molduras que possam ser selecionadas como apropriadas pelos diferentes mercados conforme Curcija e seus colaboradores.

Mc.Cluney(1991) discute num trabalho publicado com o sugestivo titulo “A morte do Coeficiente de Sombreamento?” a necessidade de reformular ou até mesmo de criar novos índices e métodos para medir o desempenho de sistemas de janelas, as quais tem-se tornado cada vez mais sofisticadas e complexas. O título provocativo, como ele mesmo diz, é um exagerado

intento de atrair a atenção do Comitê Técnico ASHRAE 4.5, envolvido em diversas investigações que objetivam mudanças na forma de cálculo do ganho de calor solar em janelas e outros sistemas transparentes. De acordo com McCluney, um Coeficiente de Sombreamento constante é inapropriado para simulações horárias de desempenho em sistemas onde o ângulo de incidência, a distribuição espectral de radiação e a velocidade do vento adjacente à superfície externa da janela variam continuamente.

Posteriormente, Wright(1995-a,1995-b) examinou e realizou comparações dos métodos utilizados para calcular o ganho de calor solar, considerando-se uma janela completa. Uma especial atenção foi dada aos métodos de cálculos implementados nas versões dos programas computacionais VISION3 e WINDOW4.1. São apresentados resultados que quantificam a sensibilidade do ganho de calor solar em relação a uma ampla gama de parâmetros de projetos em sistemas de janelas e condições de operação. Também são examinados e discutidos detalhes ao respeito das propriedades óticas-solares e dos mecanismos de transferência de calor presentes em sistemas de janelas.

Bhandari e Bansal(1994) usaram o conceito de Coeficiente de Ganho de Calor Solar para calcular a energia ganha através de elementos de aquecimento passivo e outros componentes de edificações como resultado da radiação solar incidente. Eles apresentaram um método simples para auxiliar na seleção, otimização e dimensionamento de sistemas de aquecimento solar passivos. O método requer conhecer um mínimo de dados meteorológicos e leva em conta os efeitos de insolação. Entre os sistemas passivos estudados estão uma parede de Trombe e um Solário.

Klems(1998) reportou resultados de medidas de campo sobre o coeficiente de global transferência de calor  $U$  em janelas, fazendo uso de um calorímetro montado num dispositivo móvel e que permite o descolamento do mesmo até o local de ensaio. Medições realizadas confirmam a dependência do coeficiente de transferência de calor com as condições ambientais externas. Neste trabalho são reportados resultados sob a presença de precipitações de gotas de água, relativo a chuva, e flocos de neve.

Alvarez et al.(2000) estudaram experimentalmente o desempenho térmico de vidros de janelas. Eles apresentaram um calorímetro e uma metodologia experimental, e testaram vidros simples comercialmente disponíveis no México. Para simular as condições ambientais foi usada uma lâmpada halógena de tungstênio de 1000 Watts como fonte de radiação incidente. Esse tipo de lâmpada foi escolhido por causa da sua semelhança com o espectro solar. São apresentados

resultados para o coeficiente global de transferência de calor (valor  $U$ ) e Coeficiente de Sombreamento ( $SC$ ). Ainda, eles apresentam um coeficiente de rendimento definido como a razão entre o calor total que atravessa a janela e o calor irradiado pela lâmpada.

### 3.5.1 Coeficiente global de transferência de calor $U$ e Resistência Térmica $R$

Os fabricantes de janelas usualmente representam a eficiência térmica das janelas em termos do seu valor  $U$  (também conhecido como coeficiente global de transferência de calor) ou seu valor de resistência térmica ( $R$ ). Se uma janela apresentar um valor de  $U$  baixo, o ambiente interno perderá ou ganhará menos calor que no caso de uma janela com alto valor de  $U$ .

Quando são comparadas diferentes janelas usando estes parâmetros, devemos assegurar-nos que todos os valores de  $R$  ou  $U$  divulgados pelos fabricantes de janelas são: (a) baseados nos conjuntos de padrões da American Society of Heating, Refrigerant and Air Conditioning Engineering (ASHRAE), (b) calculados para uma janela completa, incluindo a armação, ou só considerando o vidro, (c) representa o mesmo tamanho e estilo das janelas.

De forma rigorosa, o valor  $U$  de uma janela deveria ser calculado levando em conta todas as contribuições de transferência de calor (armação da janela, bordas e centro do vidro, etc), no entanto, é bastante usual o cálculo considerando somente o centro do vidro. Em termos de comparação entre janelas onde leva-se em conta somente o efeito do material transparente, o valor de  $U$  baseado no centro do vidro é bastante adequado para esses propósitos.

No cálculo do valor de  $U$ , seja este considerando o sistema completo ou somente a placa de vidro, devemos considerar os coeficientes convectivos interno e externo e a resistência térmica associada à placa de vidro. Quando o sistema de janela é formado por duas ou mais placas de vidro com um gás preenchendo o espaço entre os vidros, devemos considerar também as resistências térmicas associadas à transferência de calor por convecção e radiação (no caso de gás participante) no espaçamento com gás. Para o caso de uma janela formada por uma única placa de vidro simples o valor de  $U$  poderia ser calculado como segue;

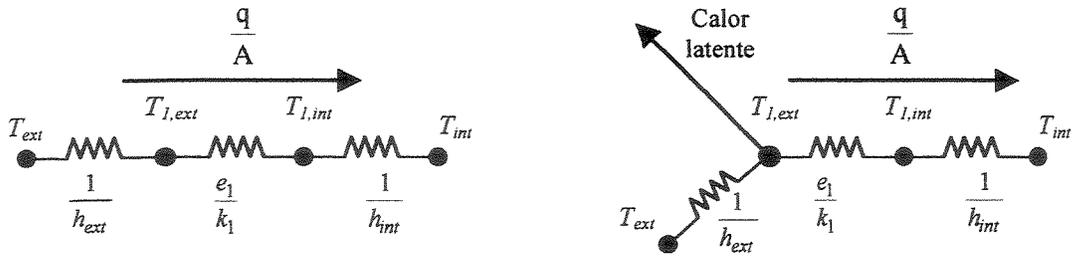
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (3.123)$$

no caso de uma janela de múltiplas placas de vidro a equação para o valor de  $U$  toma a seguinte forma

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{k_j} + \sum_{j=1}^{n-1} \frac{1}{h_{c,j}} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (3.124)$$

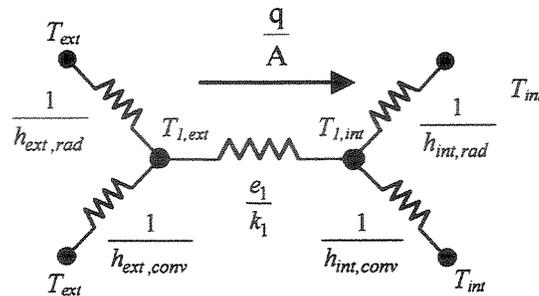
onde  $n$  é o número de placas que conformam a janela e  $h_{c,j}$  é o coeficiente de transferência de calor na cavidade  $j$ . A Figura 3.21, a seguir, mostra graficamente em termos das resistência térmica o conceito do valor  $U$  para uma janela de vidro simples. Dos diagramas de resistências térmicas da figura podemos observar que o valor  $U$  é dependentes das condições externas do meio ambiente. Normalmente o valor  $U$  é conceituado como na Figura 3.21a, no entanto, se pensamos em condições reais de operação, situações mais complexas devem ocorrer com relação as condições ambientais externa e interna, e naturalmente isto deve afetar os valores dos coeficientes convectivos nas superfícies da janela. Poderíamos pensar por exemplo em dias com condições ambientais com velocidades baixas de vento (0,25 m/s - ambientes calmos) ou dias com velocidades altas de vento (11 m/s). De acordo com ASHRAE Handbook Fundamentals(1993) a velocidade do vento e a orientação da edificação são importantes parâmetros que afetam o valor do coeficiente convectivo externo. Esses efeitos tem sido largamente estudados e tem sido propostas correlações para o valor de  $h_{ext}$  em função da velocidade do vento. Uma discussão detalhada sobre as correlações mais usuais para coeficientes convectivos foi realizada no item 3.1 do presente capítulo.

A Figura 3.21b mostra o caso de efeito de precipitações sobre a superfície externa da janela. Gotículas de água em contato com a superfície externa da janela resulta numa perda adicional de calor devido ao fenômeno de evaporação das gotículas (calor latente). Em lugares frios onde costuma nevar, também haverá perdas de calor devido à fusão de partículas de neve em contato com a janela. Uma discussão mais detalhada de estes últimos efeitos pode ser encontrada num trabalho experimental sobre a determinação do valor  $U$  sob condições reais e publicado por Klems(1998). Na Figura 3.21c, temos a inclusão do efeito da transferência de calor por radiação de comprimento de onda longa (radiação infravermelha) entre as superfícies da janela e os ambientes interno e externo. Este efeito é computado através de um coeficiente radiativo semelhante na forma ao coeficiente de transferência de calor por convecção. A modo de exemplo, consideremos um balanço de energia na superfície externa da janela considerando transferência de calor por convecção e radiação;



(a) Considerando somente as resistências convectivas e a resistência devido a espessura do vidro

(b) adicionando uma resistência de calor latente



(c) levando em conta adicionalmente resistências térmicas de radiação infravermelha

Figura 3.21 Coeficiente  $U$  para uma janela simples escrita em termos das resistências térmicas

$$\frac{q}{A} = h_{ext,conv} (T_{ext} - T_{1,ext}) + \varepsilon \sigma (T_{ext}^4 - T_{1,ext}^4) \quad (3.125)$$

O termo correspondente à troca de calor radiante na Equação 3.125 pode ser arranjado de forma conveniente de modo a definir um coeficiente de transferência de calor radiativo análogo ao coeficiente convectivo de transferência de calor. Assim, podemos escrever a seguinte igualdade,

$$\varepsilon \sigma (T_{ext}^4 - T_{1,ext}^4) = \varepsilon \sigma (T_{ext}^2 + T_{1,ext}^2) (T_{ext} + T_{1,ext}) (T_{ext} - T_{1,ext})$$

Desta última relação e fazendo uma analogia entre a troca de calor radiativa e a troca de calor convectiva, a Equação 3.125 pode ser reescrita como segue,

$$\frac{q}{A} = h_{ext,conv} (T_{ext} - T_{1,ext}) + h_{ext,rad} (T_{ext} - T_{1,ext}) \quad (3.126)$$

onde  $h_{ext,rad}$  é o coeficiente de transferência de calor radiativo e definido pela Equação 3.127.

$$h_{ext,rad} = \varepsilon\sigma(T_{ext}^2 + T_{1,ext}^2)(T_{ext} + T_{1,ext}) \quad (3.127)$$

De acordo com a equação 3.125, a troca de calor radiativo computado ocorre entre a superfície da janela e o ar do ambiente. Rigorosamente falando, esta troca de calor se dá entre a superfície da janela e os elementos vizinhos, que não necessariamente devem estar a mesma temperatura do ambiente. No entanto, devido à dificuldade de estimar a temperatura dos objetos ao redor da janela e da constatação de que na maioria das situações a temperatura destes objetos não difere muito da temperatura ambiente (exceto quando existem fontes de calor próximo) é uma boa aproximação assumir esta troca como na equação 3.125.

### 3.5.2 Coeficiente de Ganho de Calor Solar $F$

O cálculo do ganho de calor devido à radiação solar que atravessa as janelas é um importante componente para estimar o aquecimento ou resfriamento das edificações, assim como também pode ser utilizado como parâmetro de comparação dos diversos sistemas existentes.

O coeficiente de ganho de calor solar de um dado sistema, considerando aqui como sistema qualquer janela simples ou complexa, é definido como a fração de radiação solar incidente que entra para o meio ambiente interno como calor. Este coeficiente é formado por duas componentes;

- radiação solar que atravessa diretamente através da janela e é absorvida no meio ambiente interno
- radiação solar absorvida na própria janela e redirecionada para o meio ambiente interno por mecanismos de transferência de calor.

A primeira destas componentes é determinada por cálculos envolvendo as propriedades ópticas do sistema e dados de radiação solar. Em janelas residenciais comuns esta parcela resulta ser a mais importante visto que estas janelas são projetadas para ter uma boa transmitância no visível e portanto também apresentam uma boa transmitância de radiação solar.

A segunda componente do ganho do calor deve ser encontrada usando tanto o análise óptico-solar quanto um análise de transferência de calor. O quanto de radiação solar é absorvido pela janela é determinado de cálculos ópticos, sendo que uma porção desta energia absorvida entra para o meio ambiente interno. O tamanho desta fração depende de como a resistência térmica da janela é distribuída desde o lado externo para o interno.

Quando se requer conhecer a quantidade de energia que alcança o espaço interno, uma análise de cálculo considerando a janela completa é necessária. Assim, o cálculo de  $F$  deverá ser feito considerando principalmente as seguintes superfícies: (1) área do vidro  $A_g$ , (2) área da armação (moldura) da janela,  $A_{fr}$ , e (3) outros elementos que fazem parte de uma janela tais como, divisores, espaçadores, etc. A soma ponderada (pela área correspondente) para cada uma das parcelas do coeficiente de ganho de calor solar dará o coeficiente de ganho de calor solar total.

$$F = \frac{A_g F_g + A_{fr} F_{fr} + \sum A_j F_j}{A_g + A_{fr} + \sum A_j} \quad (3.128)$$

onde  $j$  representa os outros elementos que fazem parte da janela e que podem contribuir para o ganho de calor solar. Carpenter e Baker(1992) estimaram o valor do coeficiente de ganho de calor solar para molduras de janelas ( $F_{fr}$ ) usando uma análise numérica. Simulações foram realizadas com e sem radiação solar para determinar a porção de radiação solar sobre a moldura que deveria ser tratada como ganho de calor solar. Eles admitiram um valor de absorvância para a moldura da ordem de 0,9 e concluíram que, para moldura de madeira o  $F_{fr}$  era da ordem de 0,02, enquanto que para molduras de alumínio acharam um valor de 0,14. Verificando-se a contribuição destes valores sobre o coeficiente de ganho de calor solar para a janela completa, observaram que estes provocam um aumento no valor total de menos do que 0,01 para molduras de madeira e de 0,02 a 0,03 para janelas com molduras de alumínio. Desta análise desprende-se que a maior parcela de ganho de calor solar deve ocorrer na área envidraçada, de modo que, uma análise considerando somente o vidro representa uma boa aproximação. Além disso, quando o objetivo concentra-se na comparação de diferentes tipos de materiais transparentes para uso em janelas, uma análise desconsiderando o efeito da moldura e dos demais elementos que conformam uma janela é perfeitamente adequado.

Uma expressão para  $F$  pode ser obtida de um balanço de energia através da janela. Consideremos inicialmente uma janela formada por um único vidro como mostrado na Figura 3.22, onde são indicados os fluxos de energia e uma representação por resistências térmicas. Escrevendo para cada uma das resistências, temos

$$q_1 = h_{ext} (T_{ext} - T_{1,ext}) \quad (3.129)$$

$$q_2 = \frac{k_1}{e_1} (T_{1,ext} - T_{1,int}) \quad (3.130)$$

$$q_3 = h_{int} (T_{1,int} - T_{int}) \quad (3.131)$$

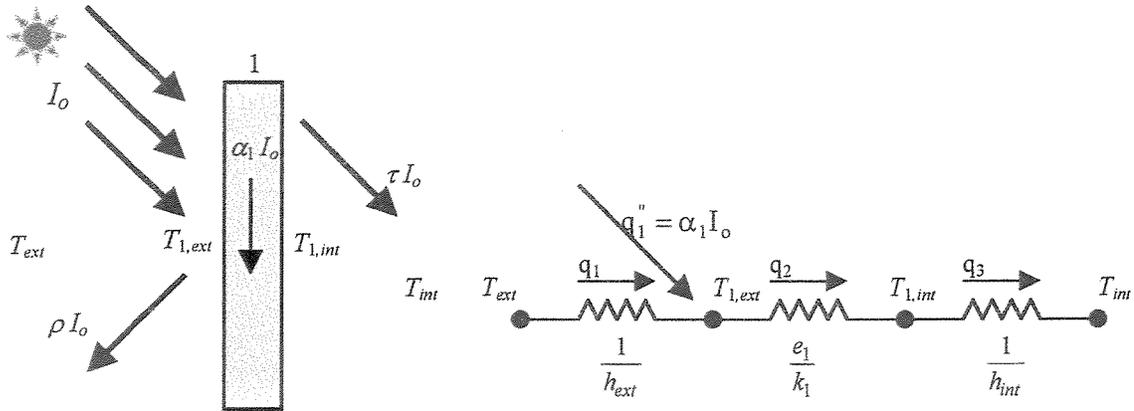


Figura 3.22 fluxos de calor numa janela simples e circuito térmico correspondente.

Do balanço de energia na superfície externa da placa de vidro, nó (1,ext) no diagrama de resistências, temos a seguinte relação;

$$q_2 = q_1 + \alpha_1 I_o \quad (3.132)$$

escrevendo a seguinte igualdade;

$$(T_{ext} - T_{int}) = (T_{ext} - T_{1,ext}) + (T_{1,ext} - T_{1,int}) + (T_{1,int} - T_{int}) \quad (3.133)$$

substituindo as Equações 3.129 à 3.131 na Equação 3.133, temos a seguinte relação;

$$(T_{ext} - T_{int}) = \frac{q_1}{h_{ext}} + \frac{q_2 e_1}{k_1} + \frac{q_3}{h_{int}} \quad (3.134)$$

substituindo agora a equação do balanço (Equação 3.132) na Equação 3.134 e reconhecendo que  $q_2 = q_3$ , temos;

$$(T_{ext} - T_{int}) = \frac{q_3 - \alpha_1 I_o}{h_{ext}} + \frac{q_3 e_1}{k_1} + \frac{q_3}{h_{int}} \quad (3.135)$$

a Equação 3.135 pode ser rescrita colocando  $q_3$  em evidência,

$$(T_{ext} - T_{int}) = q_3 \left( \frac{1}{h_{ext}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{h_{int}} \right) - \frac{\alpha_1 I_o}{h_{ext}} \quad (3.136)$$

reconhecendo o termo  $q_3$  como a taxa de calor que entra no ambiente interno da janela e que os termos entre parêntesis na Equação 3.136 representam o inverso do valor  $U$ , então podemos escrever para a taxa de calor;

$$q_3 = U(T_{ext} - T_{int}) + \frac{\alpha_1 I_o}{h_{ext}} U \quad (3.137)$$

Na Equação 3.137 o primeiro termo do lado direito representa a taxa de calor admitida para o ambiente interno devido à diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo, e o segundo termo é a taxa de calor redirecionado para o ambiente interno através de mecanismos de condução e convecção após a absorção de radiação solar na superfície da janela.

Existe uma terceira parcela de energia admitida para o ambiente interno, e esta corresponde à energia solar transmitida diretamente através do vidro de acordo com a propriedade ótica transmitância. Assim, o total de energia transferido pode ser escrito como;

$$q = U(T_{ext} - T_{int}) + \frac{\alpha_1 I_o}{h_{ext}} U + \tau I_o \quad (3.138)$$

Caso estejamos interessados só no ganho de calor devido à radiação incidente ( $q_{solar}$ ), as duas ultimas parcelas do lado direito da Equação 3.138 representam este ganho de energia.

$$q_{solar} = \frac{\alpha_1 I_o}{h_{ext}} U + \tau I_o \quad (3.139)$$

Dividindo o  $q_{solar}$  pelo valor da intensidade de radiação solar incidente, obteremos um coeficiente denominado Coeficiente de Ganho de Calor Solar, aqui representado pela letra  $F$  e de grande utilidade na comparação de sistemas de janelas.

$$F = \frac{\alpha_1}{h_{ext}} U + \tau \quad (3.140)$$

Para o caso em que temos uma janela formada por dois vidros, o Coeficiente de Ganho de Calor Solar pode ser deduzido de maneira análoga para o caso de uma placa simples. Consideremos aqui a Figura 3.23 onde se mostra uma janela de vidro duplo e um circuito de resistência equivalente. Como no caso anterior, as seguintes relações são válidas;

$$q_1 = h_{ext} (T_{ext} - T_{1,ext}) \quad (3.141)$$

$$q_2 = \frac{k_1}{e_1} (T_{1,ext} - T_{1,int}) \quad (3.142)$$

$$q_3 = h_c (T_{1,int} - T_{2,ext}) \quad (3.143)$$

$$q_4 = \frac{k_2}{e_2} (T_{2,ext} - T_{2,int}) \quad (3.144)$$

$$q_5 = h_{int} (T_{2,int} - T_{int}) \quad (3.145)$$

e da mesma figura, os seguintes balanços de energia são válidos;

$$q_2 = q_1 + \alpha_1 I_o \quad (3.146)$$

$$q_2 = q_3 \quad (3.147)$$

$$q_4 = q_3 + \alpha_2 I_o \quad (3.148)$$

$$q_4 = q_5 \quad (3.149)$$

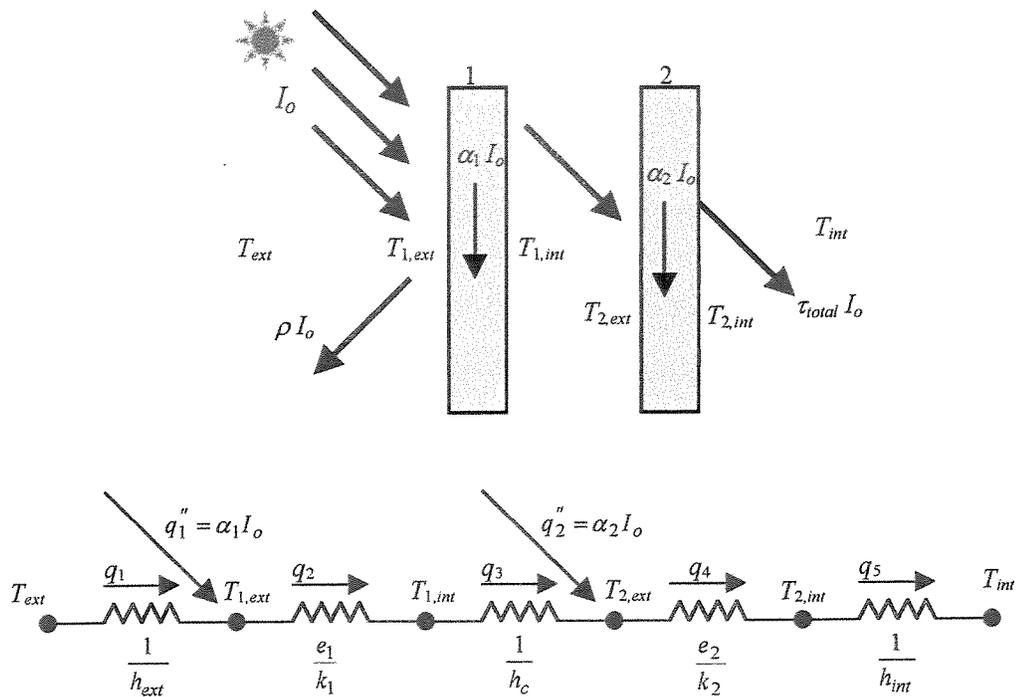


Figura 3.23 Fluxos de calor numa janela de vidros duplos e circuito térmico correspondente.

fazendo uso de uma igualdade semelhante a aquela descrita na Equação 3.133, temos;

$$(T_{ext} - T_{int}) = (T_{ext} - T_{1,ext}) + (T_{1,ext} - T_{1,int}) + (T_{1,int} - T_{2,ext}) + (T_{2,ext} - T_{2,int}) + (T_{2,int} - T_{int}) \quad (3.150)$$

substituindo as Equações 3.141 a 3.145 na Equação 3.150, temos;

$$(T_{ext} - T_{int}) = \frac{q_1}{h_{ext}} + \frac{q_2 e_1}{k_1} + \frac{q_3}{h_c} + \frac{q_4 e_2}{k_2} + \frac{q_5}{h_{int}} \quad (3.151)$$

aplicando agora as relações dadas pelas Equações 3.146 à 3.149 na Equação 3.151 e considerando que todos os termos podem ser escritos convenientemente em função de \$q\_5\$, temos;

$$(T_{ext} - T_{int}) = \frac{q_5 - \alpha_1 I_o - \alpha_2 I_o}{h_{ext}} + \frac{(q_5 - \alpha_2 I_o)e_1}{k_1} + \frac{q_5 - \alpha_2 I_o}{h_c} + \frac{q_5 e_2}{k_2} + \frac{q_5}{h_{int}} \quad (3.152)$$

arranjando de maneira adequada,

$$(T_{ext} - T_{int}) = q_5 \left( \frac{1}{h_{ext}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{1}{h_c} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{1}{h_{int}} \right) - \frac{(\alpha_1 + \alpha_2)I_o}{h_{ext}} - \frac{\alpha_2 I_o e_1}{k_1} - \frac{\alpha_2 I_o}{h_c} \quad (3.153)$$

Os termos entre parêntesis que multiplicam o termo  $q_5$  no lado direito da Equação 3.153 representa o inverso do coeficiente global de transferência de calor, de modo que esta equação pode ser rescrita como segue;

$$q_5 = U(T_{ext} - T_{int}) + \frac{\alpha_1 I_o}{h_{ext}} U + \alpha_2 I_o \left[ \frac{U}{h_{ext}} + \frac{Ue_1}{k_1} + \frac{U}{h_c} \right] \quad (3.154)$$

Do mesmo modo como discutido para uma janela de vidro simples, a Equação 3.154 representa uma parte do calor admitido para o ambiente interno. O primeiro termo do lado direito desta equação é o fluxo de calor devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo, e o segundo e terceiro termo representam o fluxo de energia redirecionado para o ambiente interno após absorção de radiação solar em ambas placas de vidro que conformam o sistema. Uma expressão para o calor total admitido pelo sistema requer considerar também a radiação solar que é diretamente transmitida de acordo com o valor da transmitância do vidro (ou a transmitância total -  $\tau_{total}$  - no caso de janelas de vidro duplo). A Equação 3.155 representa este calor total.

$$q = U(T_{ext} - T_{int}) + \frac{\alpha_1 I_o}{h_{ext}} U + \alpha_2 I_o \left[ \frac{U}{h_{ext}} + \frac{Ue_1}{k_1} + \frac{U}{h_c} \right] + \tau_{total} I_o \quad (3.155)$$

Quando se deseja computar somente o calor admitido que é devido à radiação solar incidente, então teremos uma expressão semelhante à Equação 3.155 sem o fluxo de calor devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo, então a equação pode ser escrita como;

$$q_{solar} = \frac{\alpha_1 I_o}{h_{ext}} U + \alpha_2 I_o \left[ \frac{U}{h_{ext}} + \frac{Ue_1}{k_1} + \frac{U}{h_c} \right] + \tau_{total} I_o \quad (3.156)$$

Assim, dividindo esta expressão pela intensidade de radiação solar incidente, obteremos uma expressão para o Coeficiente de Ganho de Calor Solar ( $F$ ) em sistemas de vidros duplos.

$$F = \frac{\alpha_1}{h_{ext}} U + \alpha_2 \left[ \frac{U}{h_{ext}} + \frac{Ue_1}{k_1} + \frac{U}{h_c} \right] + \tau_{total} \quad (3.157)$$

### 3.5.3 Coeficiente de Sombreamento ( $SC$ )

O conceito do coeficiente de sombreamento foi desenvolvido para fornecer uma indicação de quanto o coeficiente de ganho de calor solar de um sistema de janela de interesse difere do ganho de calor um sistema de janela formado por um vidro claro simples. Assim, o ( $SC$ ) tem se mostrado uma forma conveniente de padronizar os valores de coeficiente de ganho de calor solar ( $F$ ) de janelas mais complexas em relação ao valor  $F$  de um painel de vidro simples tido como padrão de comparação.

$$SC = \frac{F_{\text{janela de interesse}}}{F_{\text{padrão}}} \quad (3.158)$$

Assim, para o cálculo do coeficiente de sombreamento ( $SC$ ) é necessário definir um sistema padrão e determinar o seu coeficiente de ganho de calor solar, aqui chamado de  $F_{\text{Padrão}}$ . O sistema padrão é definido na ASHRAE Handbooks Fundamentals(1993) como sendo um painel de vidro simples tipo DSA (double-strength sheet glass) de  $\frac{1}{8}$  polegadas (3,2 mm) de espessura e que apresenta um coeficiente de transmitância de (0,86), refletância de (0,08), absorptância igual a (0,06) para incidência de radiação solar normal. Os valores dos coeficientes convectivos nas superfícies externa e interna da janela também são definidas e padronizadas no ASHRAE Handbooks Fundamentals(1993). Esses valores são definidos sobre condições de inverno e verão, com o coeficiente convectivo externo dependente da velocidade do vento e o coeficiente convectivo interno calculado baseando-se na diferença de temperatura entre o ambiente interno e a superfície interna da janela. De acordo com as condições sugeridas na ASHRAE, um valor de (0,17) para o termo  $U/h_{ext}$  da Equação 3.140 é admitido. Assim dos dados acima o valor de  $F_{\text{Padrão}}$  é (0,87). Na Figura 3.24, mostra-se graficamente as características do sistema utilizado como padrão.

### 3.5.4 Parâmetros de avaliação em sistemas de janelas complexas

Os parâmetros de análise de desempenho de sistemas de janela discutidos acima foram deduzidos para condições estáticas de operação e propriedades constantes do sistema (condições de regime permanente, e para um dado valor médio de incidência de radiação solar). De acordo com essa discussão, os parâmetros valor global de transferência de calor ( $U$ ), Coeficiente de

Ganho de Calor Solar ( $F$ ) e Coeficiente de Sombreamento ( $SC$ ), apresentariam um valor constante ou um único valor para cada tipo de janela. No entanto, isto não é totalmente certo para a maioria dos casos práticos onde as condições ambientais mudam constantemente causando influência nos parâmetros recém citados. Sabe-se que a radiação solar incidente e a temperatura ambiente mudam ao longo de um dia, o que deve provocar uma variação temporal nos parâmetros de desempenho.

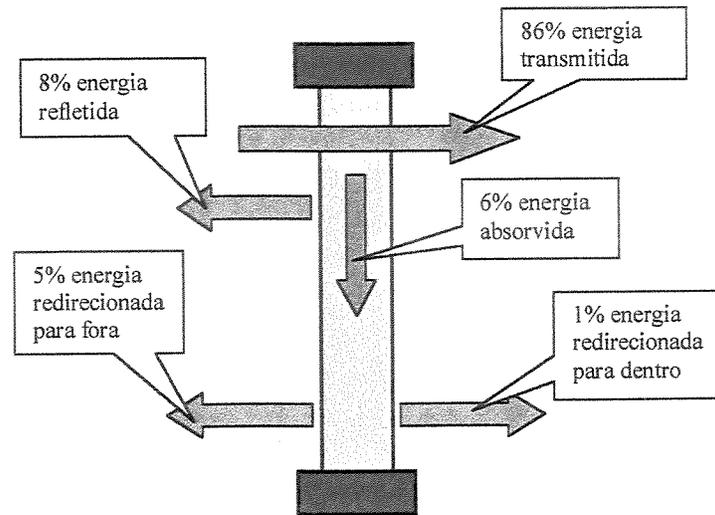


Figura 3.24 Características da janela para o cálculo do  $F_{\text{Padrão}}$

Por outro lado, em alguns sistemas de janelas complexos a análise de cálculo dos coeficientes  $U$ ,  $F$  e  $SC$  não é possível ser aplicada tão facilmente como descrita aqui, requerendo portanto alguma estratégia diferente para ser realizada.

Especificamente no sistema que está sendo estudado aqui, as condições ambientais (radiação e temperatura) estão variando no tempo. Além disto, o escoamento de ar entre as placas de vidro inviabiliza ainda mais o cálculo de desempenho utilizando os parâmetros  $U$ ,  $F$  e  $SC$  da forma que foram deduzidos aqui. Uma outra dificuldade é a não uniformidade no campo de temperatura nas placas, havendo uma distribuição de temperatura nas superfícies da janela.

### 3.5.5 Procedimento de cálculo do desempenho do sistema em estudo

De acordo com os objetivos desta tese, existem basicamente dois sistemas sendo estudados aqui; (1) uma placa de vidro simples, e (2) uma janela ventilada constituída por duas placas de

vidro formando um canal por onde escoa ar. Em ambos os casos, o sistema é estudado através de simulação numérica e como resultados obtemos, entre outras informações, o campos de temperatura em todo o domínio.

Observando as Figuras 3.22 e 3.23 podemos verificar que o calor total que penetra para dentro do ambiente poderia ter sido calculado exclusivamente por um balanço de energia na superfície da janela em contato com ambiente interno, assim, do campo de temperatura na superfície interna da placa de vidro (para o caso de uma placa simples) ou da superfície interna da placa de vidro interna (no caso de vidros duplos) pode-se inferir o calor total ganho.

Dado que nos casos em estudo temos uma distribuição de temperatura na superfície do vidro, então será realizado um balanço de energia entre um elemento de superfície (numa temperatura  $T_j$ ) da placa de vidro que faceia o ambiente interno e a temperatura deste ambiente. Assim, a somatória de todos os balanços discretos representa o calor total admitido. A Equação 3.159 representa este calor total e é válida para o sistema duplo e num dado instante de tempo, enquanto que a Equação 3.160 é a expressão do calor total para o caso de vidro simples. Os elementos da somatória ( $j = 1 \rightarrow n$ ) correspondem as contribuições no ganho de calor de cada um dos elementos em que é subdividida a placa de vidro interna na direção da altura (ver Figuras 3.25a e 3.25b). Nas Equações 3.159 e 3.160 são computadas as contribuições devido à troca de calor convectivo e radiativo (radiação de onda longa), mais o calor que entra diretamente através da janela e é proporcional à propriedades transmitância do sistema.

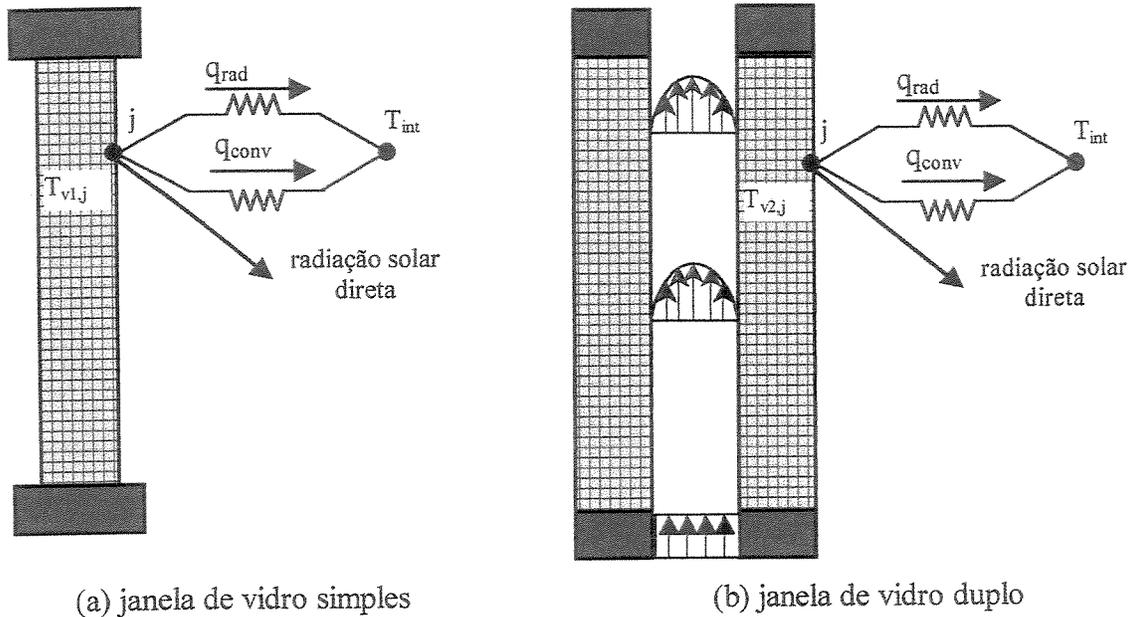
$$THG_{duplo} = \frac{1}{A_T} \sum_{j=1}^n h_{int} A_j (T_{v2,j} - T_{int}) + \sigma \epsilon_j A_j (T_{v2,j}^4 - T_{int}^4) + \tau_{duplo} I_o A_j \quad (3.159)$$

$$THG_{simples} = \frac{1}{A_T} \sum_{j=1}^n h_{int} A_j (T_{v1,j} - T_{int}) + \sigma \epsilon_j A_j (T_{v1,j}^4 - T_{int}^4) + \tau_{simples} I_o A_j \quad (3.160)$$

O valor de ganho total de calor ( $THG$ ) envolve o calculo do ganho de calor solar ( $q_{solar}$ ) e mais a parcela de energia que seria admitida caso não houvesse radiação solar incidente, ou seja o calor ganho devido á diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo e que é transferido por mecanismos de transferência de calor como condução, convecção e radiação.

A quantidade de ganho de calor solar (devido exclusivamente à radiação solar sobre a janela) pode ser obtida indiretamente através do cálculo do calor ganho com e sem a presença de radiação solar e subtraindo-se estas duas quantidades, resultando no valor desejado, Equação

3.161. Dividindo-se o valor, resultante dessa subtração, pelo valor da radiação solar incidente, obteríamos o coeficiente de ganho de calor solar  $F$  para o sistema, Equação 3.162.



(a) janela de vidro simples (b) janela de vidro duplo  
 Figura 3.25 Diagramas de janelas simples e duplas para a dedução do ganho de calor total sob condições complexas de operação.

$$q_{solar} = THG_{c/I_o} - THG_{s/I_o} \quad (3.161)$$

$$F = \frac{THG_{c/I_o} - THG_{s/I_o}}{I_o} \quad (3.162)$$

O valor de  $U$  também pode ser obtido indiretamente do cálculo do calor ganho sem a presença de radiação solar. Se dividirmos este calor (em  $W/m^2$ ) pela diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo, obteremos o valor do coeficiente global de transferência de calor  $U$ .

$$U = \frac{THG_{s/I_o}}{(T_{ext} - T_{int})} \quad (3.163)$$

## Capítulo 4

### Janela de vidro simples

#### 4.1 Introdução

Neste capítulo será realizado um estudo da transferência de calor através de uma janela formada por uma única placa de vidro. O modelo aqui considerado será bidimensional e não permanente. As condições de contorno do problema são complexas, uma vez que é considerada a radiação solar incidente na superfície externa da janela além de trocas térmicas por convecção e radiação infravermelha na mesma superfície. Do lado interno da janela admite-se que está troca calor com o ambiente interno através de convecção e radiação. As fronteiras superior e inferior do vidro são adiabáticas. Ainda, considera-se que ocorre absorção de radiação ao longo do caminho percorrido pelo do raio solar através do vidro. Esta absorção é tratada como um termo de geração de calor na equação da energia.

A finalidade de desenvolver este estudo é obter resultados que sirvam de comparação com os resultados para sistema de janelas ventiladas, permitindo quantificar assim, a viabilidade e ganho de desempenho desse conceito de janela.

#### 4.2 Modelo matemático

A transferência de calor através de uma janela de vidro simples ocorre conforme os seguintes mecanismos, se considerado na análise somente o vidro. A superfície externa da janela

recebe radiação solar que será parcialmente refletida, transmitida e absorvida pelo vidro. A parcela que é absorvida é responsável pelo aumento da energia interna da placa de vidro provocando o seu aquecimento. Além disto, a janela perderá ou ganhara calor para os ambiente interno e externo através de condução, convecção e radiação de comprimento de onda longa (infravermelha). A Figura 4.1 mostra um esquema da janela e os fluxos de calor presente.

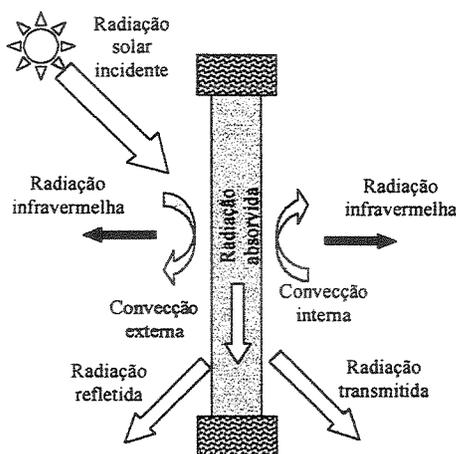


Figura 4.1 Fluxos de calor presente numa janela de vidro simples

A equação governante deste problema é a equação da energia na forma bidimensional, transitória e com um termo de geração de calor,

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_v \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] - \frac{1}{(\rho c)_v} \frac{\partial I}{\partial y} \quad (4.1)$$

Na Equação 4.1 o termo  $\partial I / \partial y$  corresponde à absorção de radiação solar nos vidros por unidade de volume e pode ser escrito em função da atenuação da radiação ao longo do caminho percorrido dentro da placa. O termo  $\alpha_v$  é a difusividade térmica da placa de vidro, enquanto que  $\rho$  e  $c$  são a densidade e calor específico do vidro respetivamente.

Focalizando a atenção na placa de vidro, as condições de contorno do problema podem ser definidas como segue:

- As fronteiras horizontais superior e inferior da placa serão admitidas como perfeitamente adiabáticas,

- Por sua vez, nas fronteiras verticais, que correspondem as superfícies em contato com o meio ambiente externo e interno, as condições de contorno serão obtidas de balanços térmicos nessas fronteiras, considerando-se as trocas de calor por convecção e radiação.

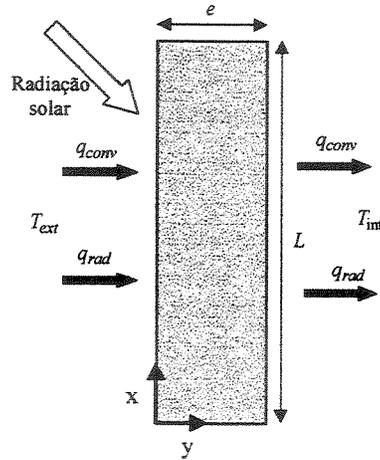


Figura 4.2 Domínio focalizado no vidro da janela e os fluxos de calor presente

Na Figura 4.2 mostra-se o domínio de cálculo e as condições de contorno do problema. Assim, o fluxo de calor devido à radiação de comprimento de onda longa e convecção na superfície externa da janela pode ser escrito como segue,

$$q_{y=0} = -k_v \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = h_{ext} (T_{ext} - T_{y=0}) + \sigma \varepsilon (T_{ext}^4 - T_{y=0}^4) \quad (4.2)$$

Da mesma forma, na fronteira em contato com o meio ambiente interno, o fluxo de calor devido à convecção e radiação pode ser escrito conforme a seguinte equação,

$$q_{y=b} = -k_v \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=b} = h_{int} (T_{y=b} - T_{int}) + \sigma \varepsilon (T_{y=b}^4 - T_{int}^4) \quad (4.3)$$

### 4.3 Solução numérica

Dado a complexidade do problema, em que deve ser resolvida a equação da energia na forma bidimensional, transitória e com absorção de calor no domínio interno produto da atenuação da radiação atravessando o meio transparente, a sua solução será realizada utilizando-se de técnicas numéricas baseadas no método de diferenças finitas com esquema implícito.

O domínio de discretização numérica envolve toda a placa de vidro, dividindo-se esta em  $n$  intervalos na direção  $x$  e  $m$  intervalos na direção  $y$ . As equações válidas para os pontos internos do domínio são obtidas discretizando a Equação 4.1, já as equações para os pontos situados nas fronteiras são obtidas da discretização das equações de balanços de energia em volumes envolvendo o ponto de fronteira e seus vizinhos. A resolução do sistema de equações obtida será realizada utilizando-se um esquema ADI (Alternating Direction Implicit), que resulta numa solução em dois níveis de tempo. Este procedimento simplifica a solução do sistema de equações, que resolvido simultaneamente precisaria de uma capacidade computacional muito alta. Por outro lado, num esquema totalmente implícito e avançando linha a linha ou coluna a coluna em apenas um nível de tempo, resultaria numa matriz pentadiagonal. O esquema adotado apresenta como vantagem a solução de uma matriz tridiagonal cujo processo de solução denominado de algoritmo de Thomas ou algoritmo TDMA (tridiagonal matrix Algorithm) é bem conhecido. Uma matriz tridiagonal apresenta como característica que os únicos elementos não nulos da matriz correspondem aqueles da diagonal principal e das duas diagonais vizinhas.

No esquema ADI discretiza-se as equações considerando num primeiro nível de tempo um esquema implícito na direção  $x$  e explícito na direção  $y$ . No segundo nível de tempo o processo se inverte e considera-se implícito na direção  $y$  e explícito na direção  $x$ . A Figura 4.3 mostra um esquema de solução num domínio  $(x - y)$  usando o método ADI.

Para o primeiro passo de tempo e conforme o esquema ADI, as temperaturas nos nós formados por  $i$  constante e  $j$  variando são desconhecidas e devem ser determinadas, enquanto que as temperatura nos nós vizinhos são consideradas conhecidas. Isto da origem a um sistema de equações tridiagonal em  $i$  que será resolvido pelo algoritmo de Thomas. O mesmo procedimento é válido para as demais filas sendo assim realizada uma varredura ao longo da direção  $x$ . Uma vez terminadas todas as filas incrementa-se o passo de tempo e se repete o processo recém descrito para cada uma das colunas, fazendo desta vez uma varredura na direção  $y$ . Durante este segundo passo de tempo, as temperaturas associadas aos nós  $(i, j)$ , com  $j$  constante e  $i$  variando serão desconhecidas e as temperaturas dos nós vizinhos conhecidas. Este processo é repetido múltiplas vezes, sempre alternando as direções da varredura para cada passo de tempo.

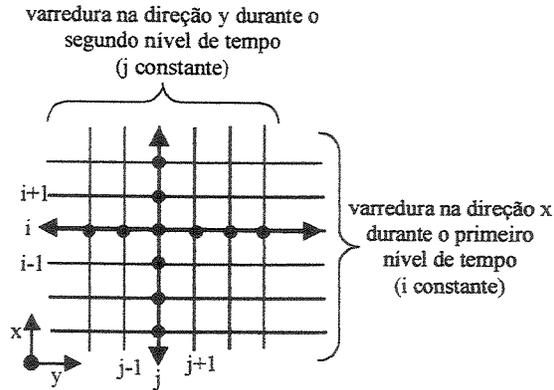


Figura 4.3 Esquema de implementação do método ADI.

O procedimento de cálculo para resolução das equações discretizadas é implementado via código computacional em Fortran 90, validado e posteriormente utilizado para realizar os experimentos numéricos.

#### 4.3.1 Equações discretizadas

O domínio é dividido em intervalos regulares nas direções  $x$  e  $y$  dando origem a uma malha retangular como mostrado na Figura 4.4.

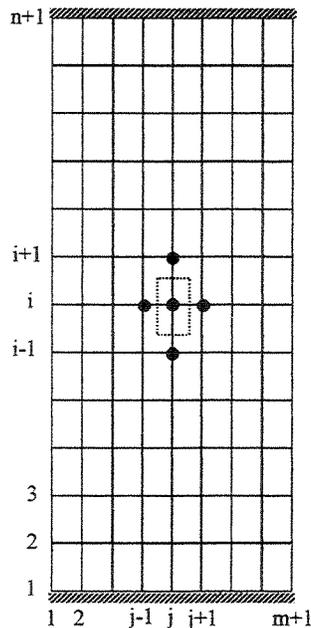


Figura 4.4 Malha empregada para discretizar as equações do problema.

As equações discretizadas para cada um dos nós do domínio na placa de vidro podem ser escritas como segue;

**Pontos internos da malha:**  $i = 2 \Rightarrow n$  e  $j = 2 \Rightarrow m$

A discretização em diferenças finitas da Equação 4.1, válida para todos os pontos situados dentro do domínio das placas de vidro, conduz à Equação 4.4. A Figura 4.5 mostra o ponto interno genérico  $(i, j)$  e seus pontos vizinhos que serão utilizados para avaliar as derivadas da equação da energia de forma discreta.

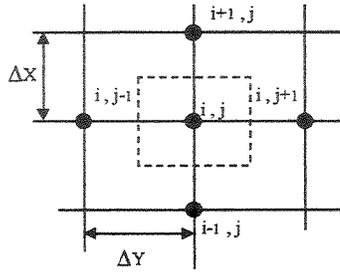


Figura 4.5 Ponto genérico dentro da placa de vidro,  $i = 2 \Rightarrow n$  e  $j = 2 \Rightarrow m$

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta t} = \alpha_v \left[ \frac{T_{i-1,j} - 2T_{i,j} + T_{i+1,j}}{\Delta x^2} \right] + \alpha_v \left[ \frac{T_{i,j-1} - 2T_{i,j} + T_{i,j+1}}{\Delta y^2} \right] + \frac{\alpha_v (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \quad (4.4)$$

De acordo com o esquema ADI, escreveremos esta equação em dois passos de tempo; primeiramente de forma implícita na direção  $x$  e explícita na direção  $y$ , logo em seguida num segundo passo de tempo, implícita em  $y$  e explícita em  $x$ .

implícito em  $x$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] = T_{i,j-1}^k \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] - \frac{\alpha_v (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \quad (4.5)$$

implícito em  $y$

$$T_{i,j-1}^{k+2} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] = T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] - \frac{\alpha_v}{k_v} \frac{(I_{i,j+1} - I_{i,j})}{\Delta y} \quad (4.6)$$

**Pontos na fronteira entre a placa de vidro e o ambiente externo:  $i = 2 \Rightarrow n$  e  $j = 1$**

Esta fronteira corresponde à superfície externa do vidro e sobre ela é definida uma das condições de contorno para a equação da energia. Esta superfície troca calor por convecção e radiação (infravermelha) com o ambiente externo, e adicionalmente recebe radiação solar. Sendo assim, os pontos localizados na fronteira externa da placa de vidro externa, requerem um tratamento especial na sua discretização devido a esta peculiaridade em relação aos pontos internos do domínio. A Figura 4.6 representa um esquema do ponto situado nesta fronteira e os seus pontos vizinhos, assim como o fluxo de calor correspondente à condição de contorno. Aplicando a equação da energia a este ponto (Equação 4.1) e escrevendo o termo relativo à segunda derivada da temperatura em relação a  $y$  de uma forma especial, com o intuito de introduzir a condição de contorno correspondente, temos

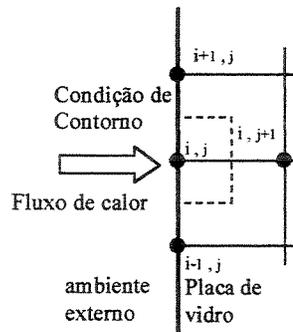


Figura 4.6 Pontos na fronteira externa do domínio submetido a uma condição de contorno de convecção e radiação,  $i = 2 \Rightarrow n$  e  $j = 1$

Na Equação 4.7 devemos reconhecer que a derivada de primeira ordem de  $T$  em relação a  $y$  avaliada no ponto  $j=1$  (fronteira) representa um fluxo de calor definido pela condição de contorno representada pela Equação 4.2. No caso da derivada avaliada no ponto  $j = 3/2$ , esta pode ser escrita em função dos termos vizinhos, Equação 4.8.

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta t} = \alpha_v \left[ \frac{T_{i-1,j} - 2T_{i,j} + T_{i+1,j}}{\Delta x^2} \right] + \alpha_v \left[ \frac{\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j+1/2} - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_j}{\Delta y/2} \right] - \frac{\alpha_v (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=3/2} = \frac{T_{i,2} - T_{i,1}}{\Delta y}, \quad (4.8)$$

assim, substituindo a Equação 4.8 na Equação 4.7, podemos agora escrever para o ponto de fronteira;

$$\begin{aligned} \frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta t} = & \alpha_v \left[ \frac{T_{i-1,j} - 2T_{i,j} + T_{i+1,j}}{\Delta x^2} \right] + 2\alpha_v \left[ \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\Delta y^2} \right] - \\ & \frac{2\alpha_v}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \end{aligned} \quad (4.9)$$

escrevendo implicitamente para cada uma das direções;

implícito em  $x$

$$\begin{aligned} T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] = & T_{i,j}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + \\ & T_{i,j+1}^k \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v \Delta t (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \end{aligned} \quad (4.10)$$

implícito em  $y$

$$\begin{aligned} T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] = & T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + \\ & T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v \Delta t (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \end{aligned} \quad (4.11)$$

### **Pontos na superfície externa em contato com uma superfície adiabática:**

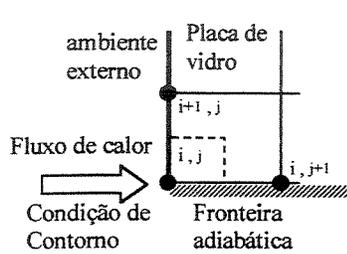
$$i = 1; j = 1 \text{ e } i = n + 1; j = 1$$

Dois pontos na superfície externa merecem atenção especial. Estes pontos, localizados nas extremidades da malha, encontram-se sobre uma superfície adiabática como mostra a Figura 4.7.

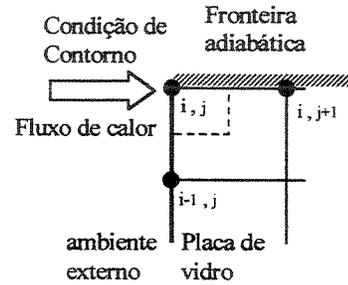
Aplicando a equação da energia a estes pontos e modificando a forma de apresentar a derivada segunda de  $T$  em relação a  $x$ , resulta na Equação 4.12 para o ponto  $i = 1$  e na Equação 4.13 para o ponto  $i = n + 1$ .

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta t} = \alpha_v \left[ \frac{\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{i+\frac{1}{2}} - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_i}{\frac{\Delta x}{2}} \right] + \alpha_v \left[ \frac{\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=\frac{3}{2}} - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1}}{\frac{\Delta y}{2}} \right] - \frac{\alpha_v (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \quad (4.12)$$

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta t} = \alpha_v \left[ \frac{\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_i - \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{i-\frac{1}{2}}}{\frac{\Delta x}{2}} \right] + \alpha_v \left[ \frac{\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=\frac{3}{2}} - \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1}}{\frac{\Delta y}{2}} \right] - \frac{\alpha_v (I_{i,j+1} - I_{i,j})}{k_v \Delta y} \quad (4.13)$$



(a)  $i = 1 ; j = 1$



(b)  $i = n + 1 ; j = 1$

Figura 4.7 Pontos na fronteira externa em contato com uma superfície adiabática.

De acordo com a Figura 4.7a, para o ponto ( $i = 1$ ) a derivada de  $T$  em relação a  $x$ , avaliada nesse ponto na Equação 4.12, é nula e portanto podemos escrever para esse ponto a seguinte equação discretizada.

$$\frac{T_{1,1}^{k+1} - T_{1,1}^k}{\Delta t} = 2\alpha_v \left[ \frac{T_{2,1} - T_{1,1}}{\Delta x} \right] + 2\alpha_v \left[ \frac{T_{1,2} - T_{1,1}}{\Delta y^2} \right] - \frac{2\alpha_v}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v (I_{1,2} - I_{1,1})}{k_v \Delta y} \quad (4.14)$$

que poderá ser escrita de acordo com o esquema ADI

implícito em  $x$

$$\begin{aligned}
T_{1,1}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{2,1}^{k+1} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] &= T_{1,1}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + \\
T_{1,2}^k \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{1,2} - I_{1,1})}{\Delta y} &
\end{aligned} \tag{4.15}$$

implícito em  $y$

$$\begin{aligned}
T_{1,1}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{1,2}^{k+2} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] &= T_{1,1}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + \\
T_{2,1}^{k+1} \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{1,2} - I_{1,1})}{\Delta y} &
\end{aligned} \tag{4.16}$$

Considerando agora o ponto ( $i = n + 1$ ), temos que a derivada  $\frac{\partial T}{\partial x}$  avaliada nesse ponto na Equação 4.13 será nula e portanto a equação da energia discretizada tomará a seguinte forma.

$$\begin{aligned}
\frac{T_{n+1,1}^{k+1} - T_{n+1,1}^k}{\Delta t} &= 2\alpha_v \left[ \frac{-(T_{n+1,1} - T_{n,1})}{\Delta x} \right] + 2\alpha_v \left[ \frac{T_{n+1,2} - T_{n+1,1}}{\Delta y^2} \right] - \\
\frac{2\alpha_v}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v}{k_v} \frac{(I_{n+1,2} - I_{n+1,1})}{\Delta y} &
\end{aligned} \tag{4.17}$$

implícito em  $x$

$$\begin{aligned}
T_{n,1}^{k+1} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{n+1,1}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] &= T_{n+1,1}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + \\
T_{n+1,2}^k \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{n+1,2} - I_{n+1,1})}{\Delta y} &
\end{aligned} \tag{4.18}$$

implícito em  $y$

$$\begin{aligned}
T_{n+1,1}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + \theta_{n,2}^{k+2} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] &= T_{n,1}^{k+1} \left[ \frac{2\alpha_v \Delta \tau}{\Delta x^2} \right] + \\
T_{n+1,1}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{j=1} - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{n+1,2} - I_{n+1,1})}{\Delta y} &
\end{aligned} \tag{4.19}$$

**pontos no domínio interno em contato com a fronteira adiabática:**

$$i = 1; j = 2 \Rightarrow m \quad \text{e} \quad i = n + 1; j = 2 \Rightarrow m$$

Existem alguns pontos dentro do domínio que se encontram localizados numa fronteira adiabática. Estes pontos, mostrados na Figura 4.8, devem ser discretizados levando-se em conta que a transferência de calor através desta superfície é nula. Realizando-se um tratamento similar ao que foi feito nos pontos acima tratados, chega-se às seguintes equações válidas para cada um dos casos.

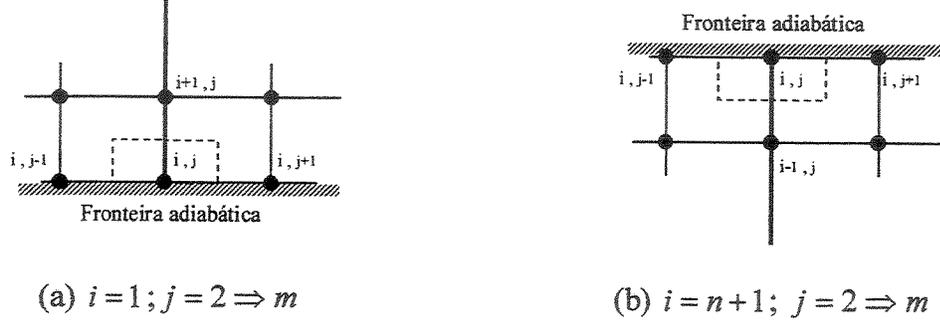


Figura 4.8 Pontos dentro do vidro em contato com uma superfície adiabática

Para o caso (a):  $j = 2 \Rightarrow m$ :  $\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{i=1} = 0$  e  $\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{i=3/2} = \left[ \frac{T_{2,j} - T_{1,j}}{\Delta x} \right]$

implícito em  $x$

$$T_{1,j}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{2,j}^{k+1} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] = T_{1,j-1}^k \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{1,j}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{1,j+1}^k \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{1,2} - I_{1,1})}{\Delta y} \quad (4.20)$$

implícito em  $y$

$$T_{1,j-1}^{k+2} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{1,j}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{1,j+1}^{k+2} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] = T_{1,j}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{2,j}^{k+1} \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{1,2} - I_{1,1})}{\Delta y} \quad (4.21)$$

Para o caso (b):  $j = 2 \Rightarrow m$   $\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{i=n+1} = 0$  e  $\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{i=n+1/2} = \left[ \frac{T_{n+1,j} - T_{n,j}}{\Delta x} \right]$

implícito em  $x$

$$T_{n,j}^{k+1} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{n+1,j}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] = T_{n+1,j-1}^k \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{n+1,j}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{n+1,j+1}^k \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{n+1,j+1} - I_{n+1,j})}{\Delta y} \quad (4.22)$$

implícito em  $y$

$$T_{n+1,j-1}^{k+2} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{n+1,j}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{n+1,j+1}^{k+2} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] = T_{n,j}^{k+1} \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{n,j}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] - \frac{\alpha_v \Delta t}{k_v} \frac{(I_{n+1,j+1} - I_{n+1,j})}{\Delta y} \quad (4.23)$$

**Pontos na fronteira entre a placa de vidro interna e o ambiente interno:**

$$i = 2 \Rightarrow n; j = m + 1$$

Esta fronteira corresponde à superfície da janela em contato com o ambiente interno, sendo nela definida uma das condições de contorno do problema para a equação da energia. Está superfície troca calor com ambiente interno através dos mecanismos de convecção e radiação infravermelha. A Figura 4.9 mostra um esquema do ponto situado nesta fronteira, assim como seus pontos vizinhos envolvidos na discretização. Para o tratamento de este ponto procede-se de forma similar como foram tratados os pontos situados na fronteira onde é explicitada a condição de contorno externa. Sendo assim, as equações para estes pontos considerando primeiro implicitamente na direção  $x$  e posteriormente implicitamente na direção  $y$

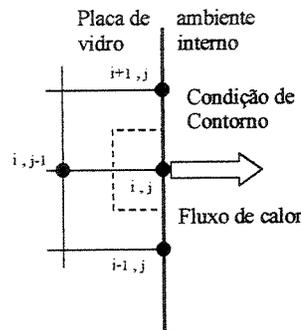


Figura 4.9 Pontos na superfície interna do domínio submetido a uma condição de contorno de convecção e radiação,  $i = 2 \Rightarrow n; j = m + 1$

implícito em  $x$  :

$$T_{i-1,m+1}^{k+1} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,m+1}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,m+1}^{k+1} \left[ \frac{-\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] = T_{i,m}^k \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{i,m+1}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{[j=m+1]^+} \quad (4.24)$$

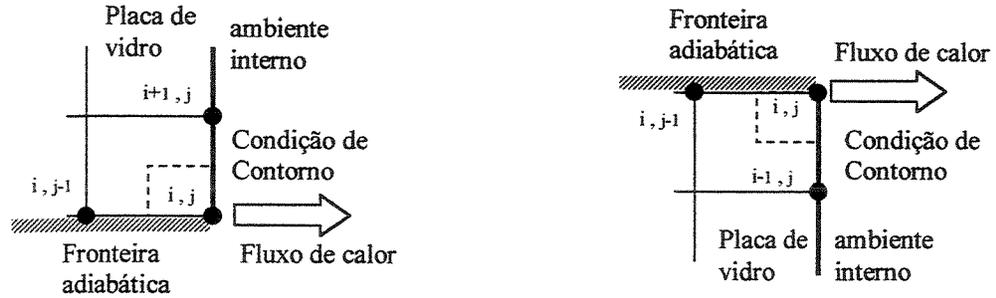
implícito em  $y$

$$T_{i,m}^{k+2} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{i,m+1}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta \tau}{\Delta y^2} \right] = T_{i-1,m+1}^{k+1} \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,m+1}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,m+1}^{k+1} \left[ \frac{\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{[j=m+1]^+} \quad (4.25)$$

**Pontos na superfície interna do vidro em contato com uma superfície adiabática:**

$$i = 1; j = m + 1 \text{ e } i = n + 1; j = m + 1$$

De modo semelhante ao caso da superfície da janela em contato com o ambiente externo, existem dois pontos do domínio sobre a fronteira interna que devem ser discretizados de forma especial visto que ficam localizados nos vértices de uma superfície adiabática como mostra a Figura 4.10. O tratamento da origem as seguintes equações;



$$(a) \quad i = 1; \quad j = m + 1$$

$$(b) \quad i = n + 1; \quad j = m + 1$$

Figura 4.10 Pontos na fronteira interna em contato com uma superfície adiabática.

implícito em  $x$

$$T_{1,m+1}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{2,m+1}^{k+1} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] = T_{1,m}^k \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{1,m+1}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{[j=m+1]^+} \quad (4.26)$$

implícito em  $y$

$$T_{1,m}^{k+2} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{1,m+1}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] = T_{1,m+1}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{2,m+1}^{k+1} \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{[j=m+1]^+} \quad (4.27)$$

implícito em  $x$

$$T_{n,m+1}^{k+1} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{n+1,m+1}^{k+1} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] = T_{n+1,m}^k \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{n+1,m+1}^k \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{[j=m+1]^+} \quad (4.28)$$

implícito em  $y$

$$T_{n+1,m}^{k+2} \left[ \frac{-2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] + T_{n+1,m+1}^{k+2} \left[ 1 + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y^2} \right] = T_{n+1,m}^{k+1} \left[ \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{n+1,m+1}^{k+1} \left[ 1 - \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta x^2} \right] + \frac{2\alpha_v \Delta t}{\Delta y} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{[j=m+1]^+} \quad (4.29)$$

Sabe-se que quando a radiação atravessa um meio semitransparente esta sofre uma atenuação devidos a processos de absorção dentro do material, e esta absorção depende do coeficiente de extinção do meio e do caminho percorrido. Assim, nas equações acima o termo de variação de intensidade de radiação solar na direção  $y$  representa a quantidade de energia absorvida na placa de vidro e distribuída ao longo do caminho percorrido pelo raio solar através da placa de vidro. Este fenômeno foi discutido com alguns detalhes no Capítulo 3 (item 3.4) e aqui serão utilizados os procedimentos de cálculos estabelecidos em aquele capítulo.

Dado que estamos trabalhando com um sistema discreto, onde as equações são escritas para cada ponto da malha, a absorção de radiação também deverá ser computada em cada nó da malha. A Figura 4.11 mostra o esquema adotado para computar está absorção.

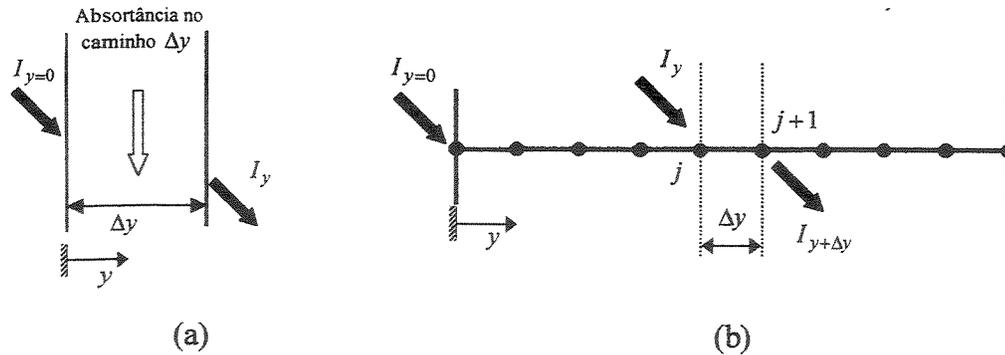


Figura 4.11 Representação do processo de absorção de radiação solar, (a) radiação absorvida ao longo da distância  $\Delta y$  (b) radiação absorvida na distância  $\Delta y$  e computada no nó  $j$

Adota-se que a radiação absorvida ao longo de um caminho que vai de  $j$  até  $j+1$  ocorrerá como se fosse toda concentrada no nó  $j$ , de modo que, no último nó ( $m+1$ ) não haverá absorção de radiação e portanto o termo correspondente não aparece nas equações discretizadas para esses pontos.

Finalmente, as equações discretizadas no presente capítulo conformam um sistema de equações que deverá ser resolvido simultaneamente para determinar o campo de temperatura no domínio formado pela placa de vidro. O processo de cálculo envolve o avanço linha a linha, num mesmo passo de tempo, na direção  $x$  resolvendo as equações discretizadas com o esquema implícito na direção  $y$ . Para cada linha tem-se um sistema de equações que será resolvido com o algoritmo TDMA. Uma vez feita a varredura de todas as linhas incrementa-se o passo de tempo e avança-se na direção  $y$  resolvendo os sistemas de equações associados a cada coluna. As equações utilizadas agora são aquelas que foram discretizadas implicitamente na direção  $x$ .

#### 4.3.2 Algoritmo de solução

É implementado um algoritmo de solução em Fortran 90 a partir das equações discretizadas no item 4.3.1. Um fluxograma do código é apresentado na Figura 4.12. O programa foi implementado na forma de múltiplas subrotinas, acopladas a um programa principal de modo a manter uma flexibilidade numérica na simulação dos diferentes casos. O programa inclui a simulação das condições ambientais externas tais como a radiação solar incidente e a variação da temperatura do ambiente externo ao longo do dia. O modelo empregado para quantificar estas

grandezas e a sua variação temporal durante o período de simulação, foi discutido com detalhes no item 3.3 do Capítulo 3.

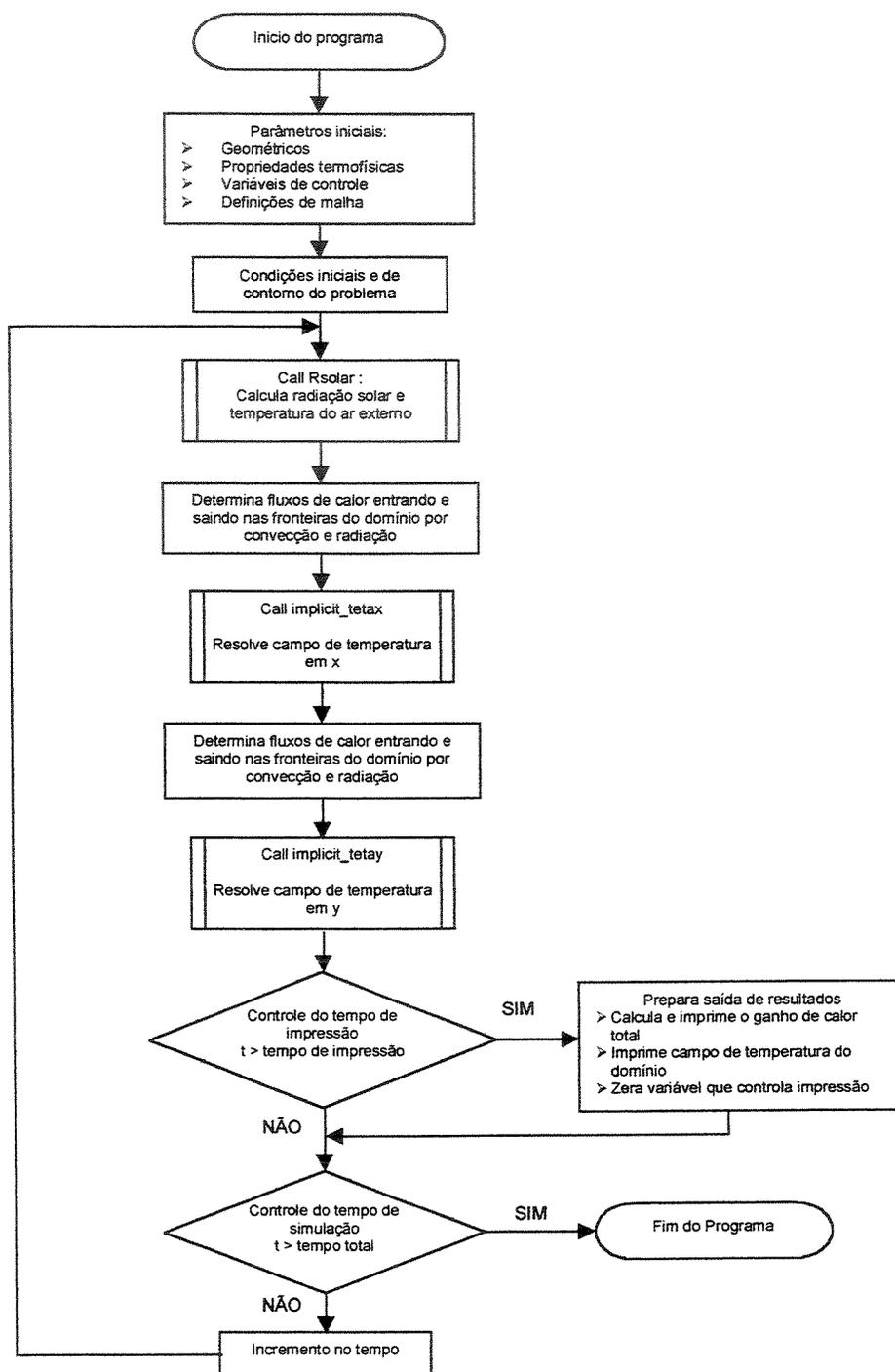


Figura 4.12 Fluxograma do código computacional implementado.

### 4.3.3 Validação do código computacional

Toda e qualquer implementação de um novo código computacional para a simulação numérica de um processo físico, requer antes a sua validação de modo a garantir que as futuras simulações com o mesmo sejam confiáveis. Erros durante a implementação de um programa computacional, sejam eles de lógica ou digitação, sempre estão presentes e nem sempre temos um cabal controle dos mesmos. De acordo com Maliska(1995) num programa de muitas linhas de programação (mais de 100.000) existiriam em média 5% delas com erros. Embora esse número possa parecer arbitrário, o importante dessa afirmação não é a exata quantidade de erros e sem que ela representa uma alerta para todos nós no sentido de acharmos quase sempre que nossos programas estão isentos de erros. As vezes pequenos erros de lógica de programação ou condições de contorno mal implementadas podem fornecer resultados a primeira vista plausíveis, no entanto fisicamente incompatíveis com o problema tratado – Fortuna(2000). Sendo assim, uma validação do programa antes do seu uso extensivo é uma boa prática.

Existem diversas possibilidades para levar adiante a validação do programa numérico. Uma das formas como isto pode ser feito é comparando-se resultados de simulações com dados experimentais obtidos para este fim, e sob as mesmas condições geométricas e operacionais. Também podem ser usadas informações, numéricas ou experimentais, disponibilizadas por outros autores ao respeito de problemas similares. Finalmente, simulação de casos simples que tenham solução analítica é uma outra possibilidade.

Sendo o problema numérico formado por um conjunto de equações algébricas válidas para pontos discretos do domínio, a sua solução será obtida justamente nesses pontos. Ao conjunto de pontos discretos do domínio dá-se o nome de malha. Percebe-se que quanto maior for o número de pontos discretos mais fina será a malha e os resultados numéricos obtidos apresentaram maior precisão. No entanto, também é verdade que uma malha mais refinada resulta em maiores custos de tempo computacional. Esta problemática indica que se deve buscar um meio termo entre precisão e custo computacional e o procedimento adequado para isto é realizar o denominado “teste de malha”. Assim, com o referido teste, procura-se uma solução numérica independente da malha, ou seja, uma solução que não sofre alterações quando a malha é refinada dentro de um dado critério de tolerância.

Seguindo o procedimento aqui descrito, realizaremos inicialmente um teste de malha adotando algum parâmetro representativo. O parâmetro adotado será o ganho de calor total (THG) em função do tempo, cuja determinação faz parte deste estudo e o seu procedimento de cálculo foi descrito no item 3.5.5 do capítulo 3.

Primeiramente analisaremos a influência do refinamento da malha na direção  $x$  mantendo-se fixo o tamanho da mesma na direção  $y$ . Assim, para uma malha de 20 intervalos em  $y$  e variando o número de intervalos em  $x$  para 40, 60, 80 e 100, verifica-se que as curvas representativas dos resultados para este parâmetro são relativamente próximas entre si e a diferença existente entre estas diminui conforme a malha é mais refinada. A Figura 4.13 mostra um gráfico para o ganho de calor total em função do tempo até a condição de regime permanente para diferentes malhas adotadas. Podemos observar deste gráfico que, para a condição de regime permanente, a diferença entre o calor total ganho obtido com uma malha de  $40 \times 20$  com relação a uma malha mais refinada de  $100 \times 20$  não chega a 1,5%. Se comparados os resultados obtidos com as malhas de  $80 \times 20$  e  $100 \times 20$  esta diferença cai para aproximadamente 0,3%. Por outro lado, embora não tenham sido realizadas medidas de tempo de CPU gastos durante a execução do programa, observa-se que mesmo com a malha mais refinada o tempo real gasto não ultrapassa uma hora num micro computador com processador Intel-Celeron com 124MB de memória RAM.

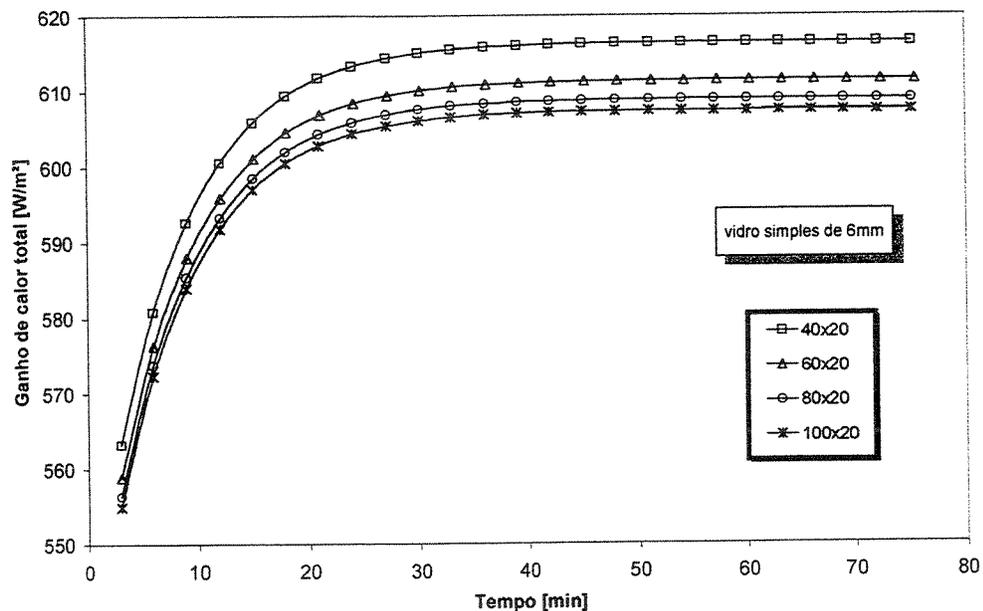


Figura 4.13 Teste de malha na direção  $x$  para condição de intensidade de radiação solar constante na superfície da placa de vidro.

Uma análise semelhante é realizada para verificar a influência do refinamento da malha na direção  $y$ . Para isto foi fixado um número de intervalos igual 100 na direção  $x$  e foram realizados testes numéricos com 10, 20, 30 e 40 intervalos em  $y$ . A Figura 4.14 mostra a influência da malha sobre os resultados para o ganho de calor total. Observa-se do gráfico da Figura 4.14 que os resultados obtidos com as malhas testadas são praticamente coincidentes.

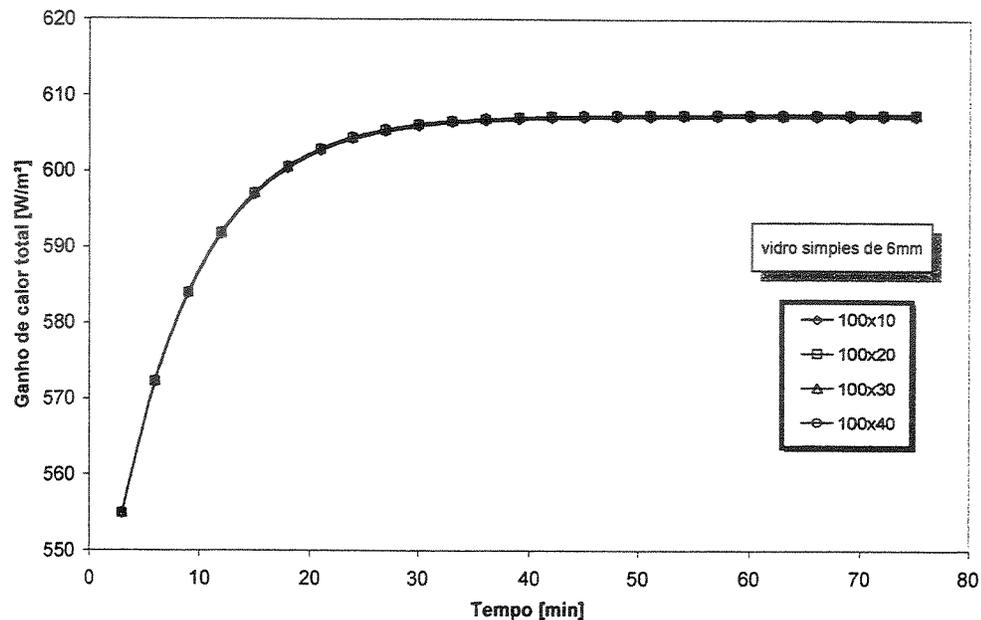


Figura 4.14 Teste de malha na direção  $y$  para condição de intensidade de radiação solar constante na superfície da placa de vidro.

Sendo o problema em regime não permanente, o passo de tempo adotado na simulação pode influenciar nos resultados. Com o intuito de verificar esse efeito e determinar o melhor passo de tempo foram realizados alguns testes para as mesmas condições geométricas e operacionais, fixando-se uma malha de  $100 \times 20$  e adotando passos de tempo de (0,05 s), (0,1 s), (0,5 s) e (1,0 s). Os resultados mostraram-se independentes do passo de tempo adotado para aquela faixa de  $\Delta t$  como pode ser observado na Figura 4.15.

Adicionalmente aos testes de malha, foi também realizada uma comparação entre a solução numérica e exata para um problema simples, plausível de obter uma solução analítica. O problema escolhido resultou numa placa plana inicialmente a uma temperatura  $T_{inicial}$  e

submetida a aquecimento sob condições de contorno convectivas. A espessura da placa é de 5 cm e pode ser considerada de comprimento infinito tanto na sua altura quanto na sua profundidade, caracterizando desta forma um problema unidimensional transitório. A Figura 4.16 mostra um esquema do problema teste e as condições de aquecimento.

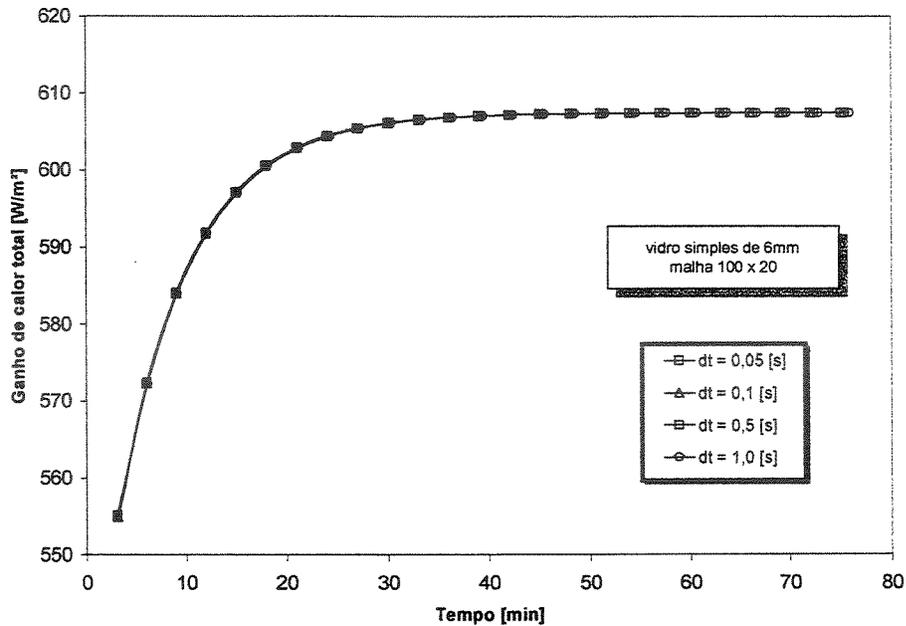


Figura 4.15. Teste do passo de tempo adotado para condição de intensidade de radiação solar constante na superfície da placa de vidro e para uma malha de  $100 \times 20$ .

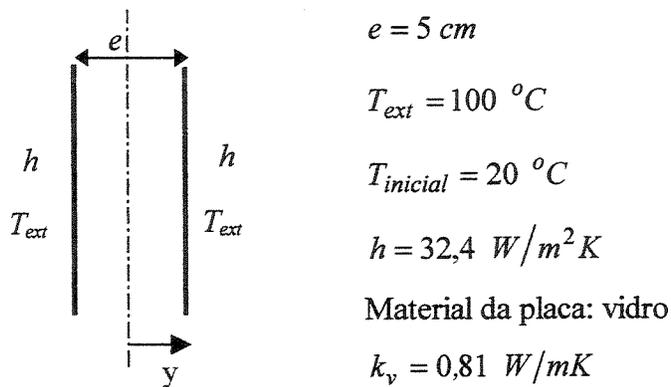


Figura 4.16 Esquema da placa plana aquecida sob condições convectivas simétricas.

As bases da solução analíticas deste problema podem ser encontradas em qualquer livro texto sobre transferência de calor. Foi adotado um valor do coeficiente convectivo igual a  $(32,4 \text{ W/m}^2\text{K})$  de tal modo que o número de Biot ( $Bi$ ) resulte como sendo igual a 1,0.

A solução pode ser escrita de acordo com a seguinte equação

$$\frac{T(y) - T_{ext}}{T_{inicial} - T_{ext}} = \sum_{k=1}^{\infty} C_k \exp\left[-4\zeta_k^2 \frac{\alpha t}{e^2}\right] \cos\left[\zeta_k \frac{2y}{e}\right] \quad (4.30)$$

onde o coeficiente  $C_k$  é dado pela seguinte relação

$$C_k = \frac{4\sin(\zeta_k)}{2\zeta_k + \sin(2\zeta_k)} \quad (4.31)$$

e os autovalores  $\zeta_k$  correspondem as raízes positivas da equação transcendental

$$\zeta_k \tan(\zeta_k) = Bi = \frac{he}{2k_v} \quad (4.32)$$

As primeiras quatro raízes da equação transcendental para  $Bi = 1,0$  apresentam os seguintes valores,  $\zeta_1 = 0,8603$ ;  $\zeta_2 = 3,4256$ ;  $\zeta_3 = 6,4373$ ;  $\zeta_4 = 9,5293$

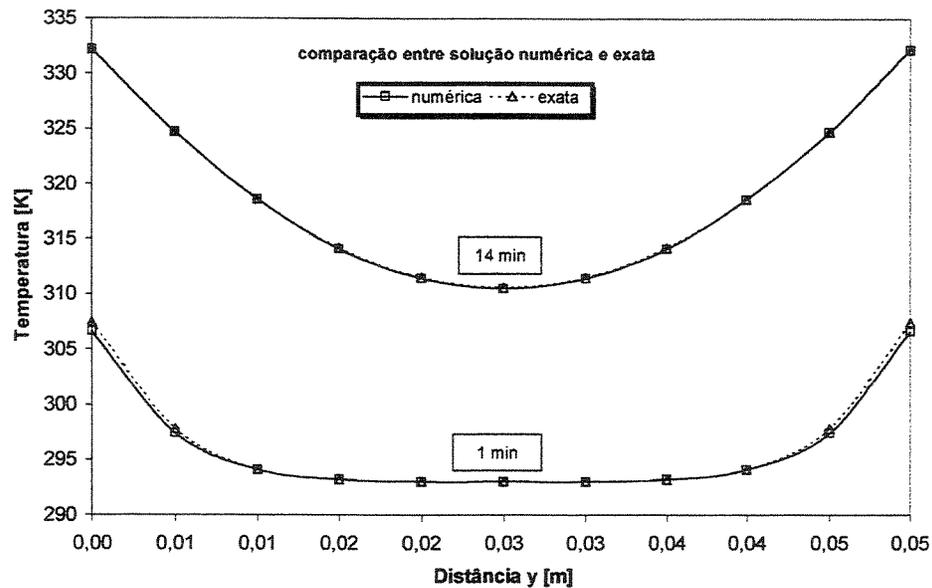


Figura 4.17 Comparação entre solução numérica e exata.

A Figura 4.17 mostra um gráfico com a comparação entre os resultados da solução numérica e exata para o problema descrito. Foram graficados o perfil de temperatura na direção transversal da placa para dois tempos diferente, 1 minuto e 14 minutos, depois de iniciado o aquecimento. Observa-se uma boa concordância entre as soluções indicando a capacidade do código computacional para resolver problemas deste tipo.

#### 4.4 Resultados

Após os teste de malha correspondente e da validação do código computacional, procedermos a resolver o problema de interesse deste estudo. Inicialmente será considerado que a condição de contorno correspondente à radiação solar incidente na superfície externa da janela apresenta-se constante ( $600 \text{ W/m}^2$ ), assim como também a temperatura do meio ambiente externo ( $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ). A temperatura do ambiente interno também será admitida como sendo constante ( $24 \text{ }^\circ\text{C}$ ) para todos os casos estudados. Uma malha de  $100 \times 20$  com passo de tempo igual a  $0,5 \text{ s}$  foi empregada para realizar todas as simulações.

Serão usados vidros do tipo double-strenght “A” quality cujo coeficiente de extinção é  $0,0078 \text{ [1/mm]}$  e índice de refração igual a  $1,526$  (Threlkeld, 1970). Com estes parâmetros e a metodologia descrita no item 3.4 do Capítulo 3, podem ser obtidos os coeficientes de transmitância e absorptância necessárias para levar a cabo as simulações do problema. A Tabela 4.1 mostra os valores para a transmitância e absorptância obtidas com este procedimento em função da espessura da placa de vidro. Observa-se pouca diferença entre estes valores para variações de espessuras de vidro entre  $3 \text{ mm}$  e  $8 \text{ mm}$ , e a razão disso é que o vidro escolhido apresenta um coeficiente de extinção reduzido. As propriedades óticas são fortemente influenciadas pelo coeficiente de extinção, de modo que para vidros que apresentam características absorventes (coeficiente de extinção da ordem de  $0,27 \text{ mm}^{-1}$ ) a redução da transmitância com o aumento da espessura do vidro é mais acentuada,  $\tau=0,407$  (para  $3\text{mm}$ ) contra  $\tau=0,106$  (para  $8\text{mm}$ ).

Tabela 4.1 Parâmetros óticos dos vidros utilizados nas simulações numéricas.

Espessura [mm]	3	4	5	6	7	8
$\tau$	0,896	0,889	0,882	0,875	0,868	0,861
$\alpha$	0,023	0,031	0,038	0,046	0,053	0,06

São apresentadas curvas de Ganho de Calor total, Coeficiente de Ganho de Calor Solar e Coeficiente de Sombreamento em função do tempo, até alcançar a condição de regime

permanente e para diferentes espessuras de placas de vidro. As Figuras 4.18, 4.19 e 4.20 apresentam gráficos com os resultados para uma janela de vidro simples de 3 mm de espessura.

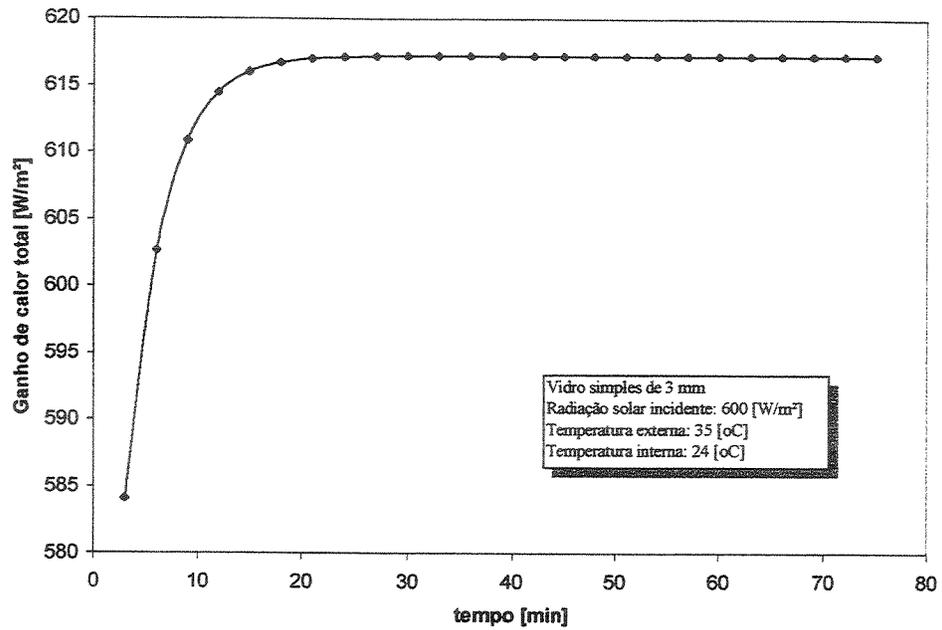


Figura 4.18 Ganho de calor total para uma janela de vidro simples de 3mm de espessura.

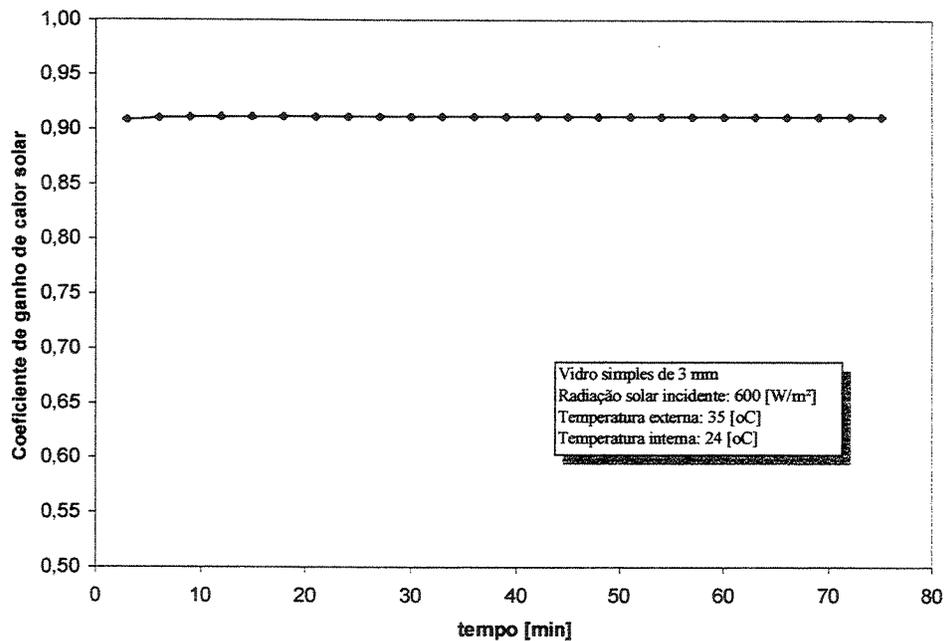


Figura 4.19 Coeficiente de ganho de calor solar para uma janela de vidro simples de 3 mm de espessura.

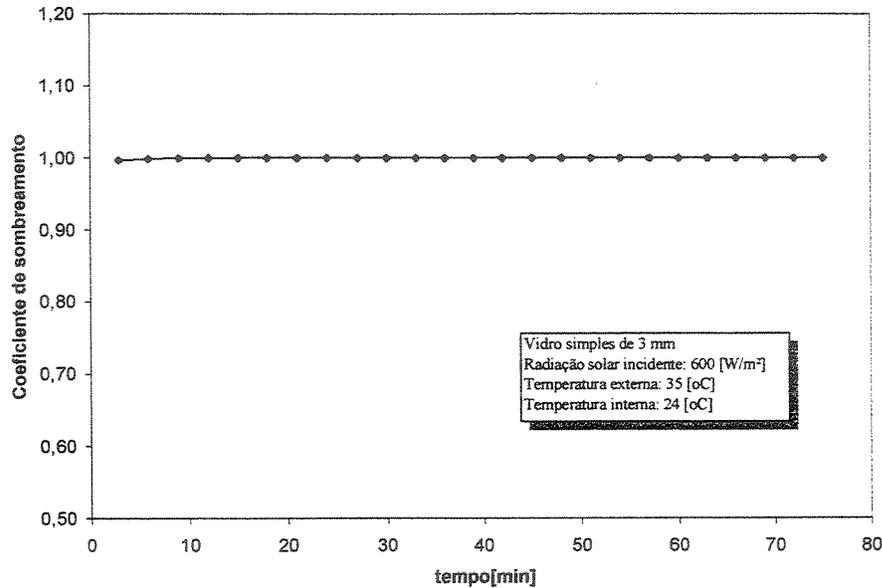


Figura 4.20 Coeficiente de sombreamento para uma janela de vidro simples de 3mm de espessura.

Na Figura 4.18 temos a variação do ganho de calor total para uma janela de vidro simples de 3 mm de espessura. O ganho de calor total representa a montante de energia que é admitida a través da janela, considerando a contribuição devido à radiação solar e também aquela parcela correspondente à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo. Verifica-se do gráfico que após 20 minutos de exposição à radiação solar incidente, o ganho de calor total alcança um valor constante, indicando que o sistema entrou em regime permanente. Na Figura 4.19 é mostrado um gráfico do coeficiente de ganho de calor solar em função do tempo para a mesma janela apresentando um valor, praticamente constante, de aproximadamente 0,91. Por sua vez, na Figura 4.20 mostra-se um gráfico para o coeficiente de sombreamento em função do tempo para a janela de vidro simples de 3mm. Sendo o coeficiente de sombreamento uma relação entre o coeficiente de ganho de calor solar para uma dada janela e o coeficiente de sombreamento de uma janela tida como padrão, e adotando como padrão uma janela de vidro simples de 3mm sob as mesmas condições de operação, então o coeficiente de sombreamento para esta janela deverá ser unitário e constante. A razão da escolha desta janela como padrão e a não adoção dos valores correspondentes para o coeficiente de ganho de calor solar sugeridos na ASHRAE Handbook ( $F = 0,86$ ) deve-se ao fato que os coeficiente óticos obtidos com o modelo apresentado no capítulo 3 diferem um pouco dos coeficientes óticos da janela padrão da

ASHRAE Handbook. Então, integrando-se a curva de coeficiente de ganho de calor solar (Figura 4.19) se obtém um valor para o  $F_{ref}$  igual a 0,91. Este valor será adotado como valor de referência para calcular o coeficiente de sombreamento dos demais sistemas.

Curvas similares são obtidas para uma janela de vidro simples de 8 mm de espessura. Ensaio com vidros desta espessura são importantes para uma posterior comparação com janelas de vidro duplo ventiladas que freqüentemente usam vidros com espessuras desta magnitude por causa de uma maior resistência mecânica. A Figura 4.21 apresenta o ganho de calor total para a janela formada por um vidro simples de 8 mm. Se compararmos estes resultados com o caso da janela de vidro de 3 mm, verifica-se que o vidro de 8mm apresenta uma resistência térmica maior ao Ganho de Calor Total em relação ao vidro de 3mm. Esta afirmação pode ser comprovada verificando-se que o máximo ganho de calor total alcançado pela janela de 8mm é de aproximadamente  $600 \text{ W/m}^2$ , enquanto que com a janela de 3mm este ganho é da ordem de  $617 \text{ W/m}^2$ . Por outro lado o vidro de 8 mm atua também como um retardador mais eficiente que o vidro de 3mm para a entrada de calor para o ambiente interno, uma vez que, a condição de regime permanente é alcançada 40 minutos depois do início do aquecimento, é dizer 20 minutos depois que o caso do vidro de 3mm. Figuras 4.22 e 4.23 mostram os gráficos para o coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento respectivamente. Esses gráficos também mostram a maior eficiência do vidro de 8 mm baseados nestes parâmetros de desempenho.

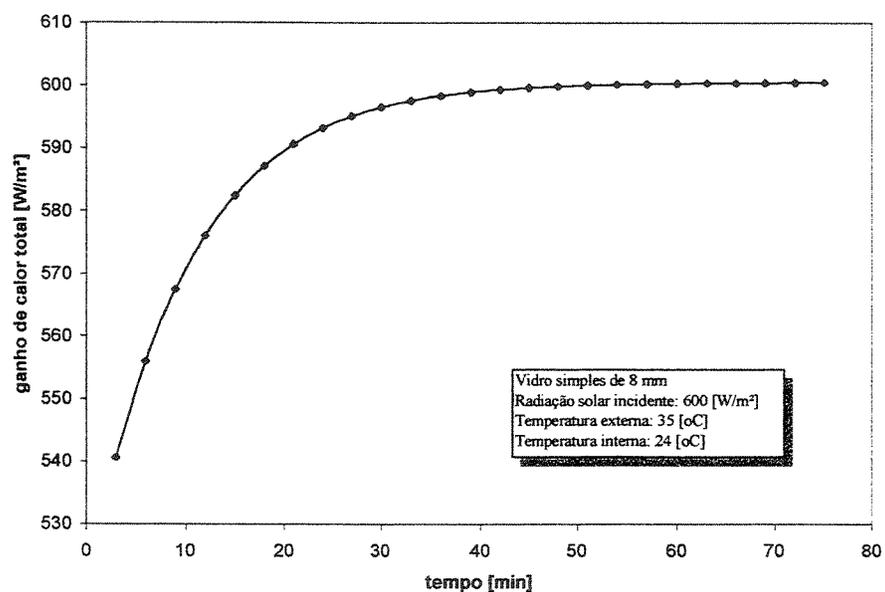


Figura 4.21 Ganho de calor total para uma janela de vidro simples de 8mm de espessura.

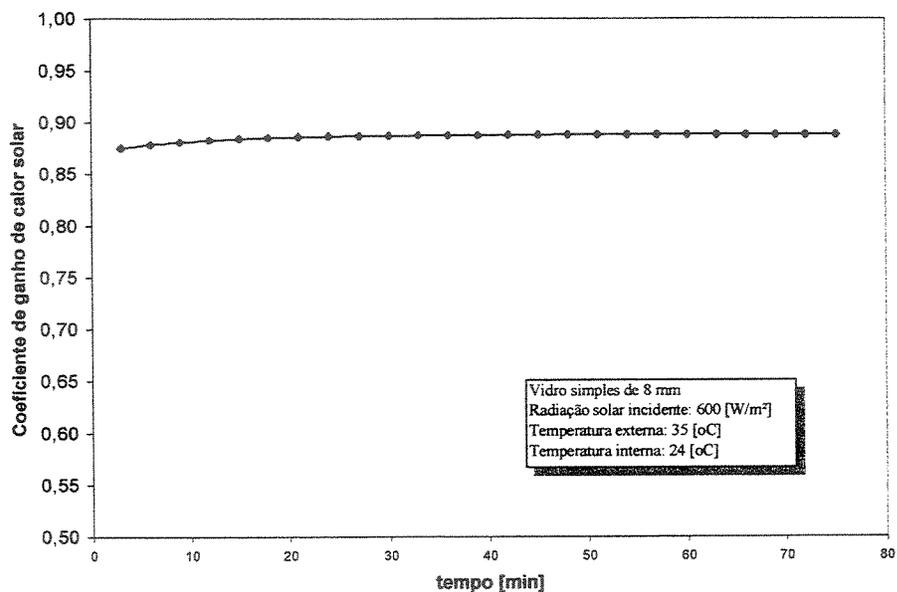


Figura 4.22 Coeficiente de ganho de calor solar para uma janela de vidro simples de 8 mm de espessura.

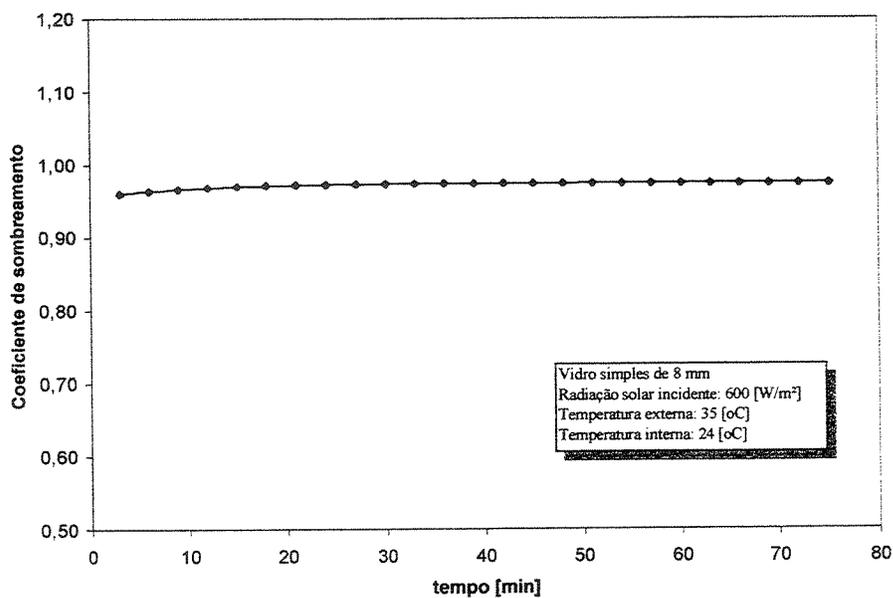


Figura 4.23 Coeficiente de sombreamento para uma janela de vidro simples de 8mm de espessura.

Avaliações desses parâmetros para outras espessuras de vidro foram também realizadas. A Figura 4.24 mostra um gráfico comparativo para o ganho de calor total para diferentes espessuras de vidro, de 3mm até 8mm.

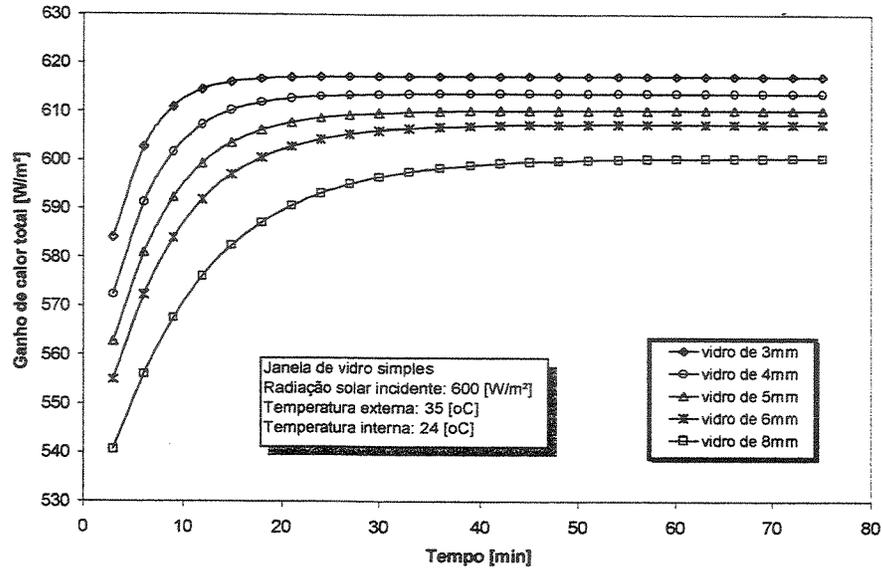


Figura 4.24 Comparação do ganho de calor total para janelas de vidro simples de diferentes espessuras.

Verifica-se visualmente no gráfico da Figura 4.24 o aumento de desempenho térmico em diminuir a admissão de calor para o ambiente interno com o aumento da espessura da placa de vidro. Semelhante conclusão pode ser obtida das Figuras 4.25 e 4.26, que correspondem a gráficos comparativos para o coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento respetivamente, para diferentes espessuras de vidro.

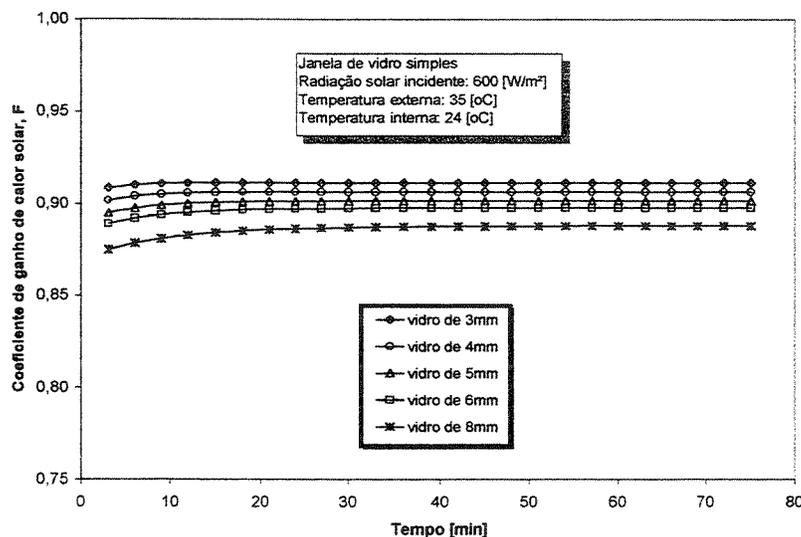


Figura 4.25 Coeficiente de ganho de calor solar para janelas de vidro simples com diferentes espessuras das placas de vidro.

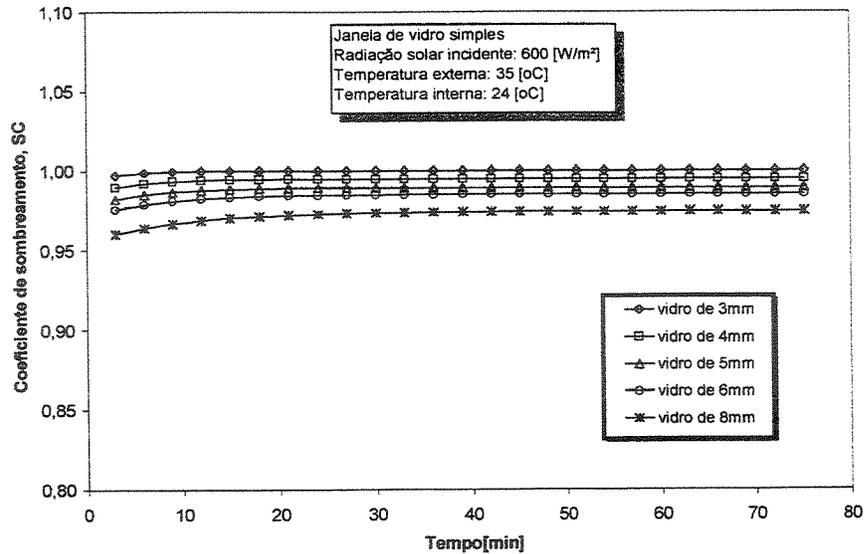


Figura 4.26 Coeficiente de sombreamento para janelas de vidro simples formadas por placas de vidro de diferentes espessuras.

Integrando-se no tempo cada uma das curvas das Figuras 4.25 e 4.26 podem ser obtidos valores médios para o coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento para cada uma das janelas com vidros de diferentes espessuras. Os gráficos das Figuras 4.27 e 4.28 apresentam estes resultados em função da espessura do vidro.

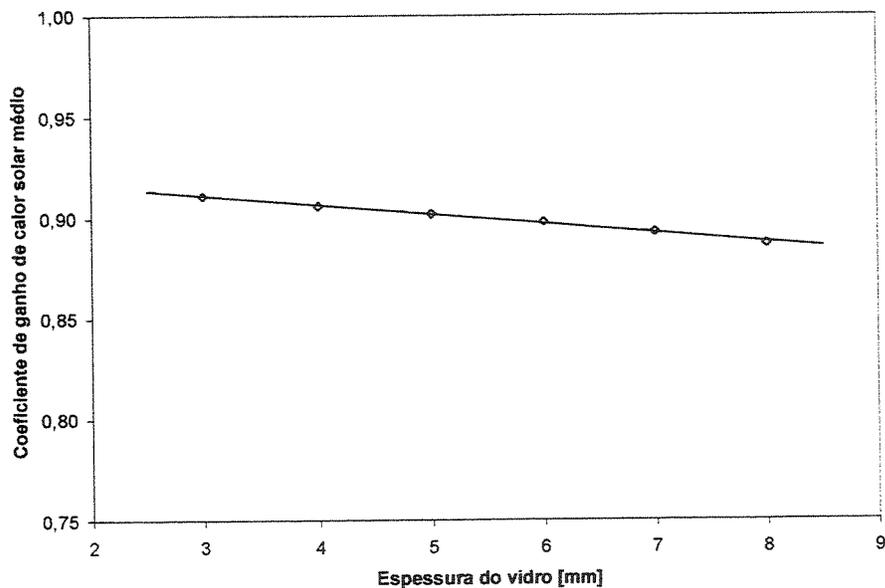


Figura 4.27 Coeficiente de ganho de calor solar médio em função da espessura do vidro.

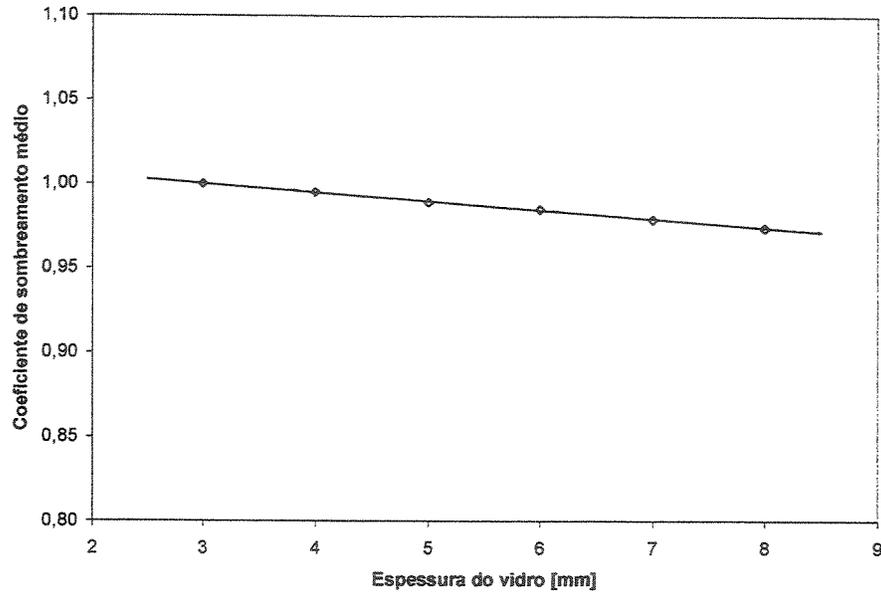


Figura 4.28 Coeficiente de sombreamento médio em função da espessura do vidro.

Sob a não presença de radiação de radiação solar incidente (dias nublados ou noites) a transferência de calor deve-se exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo e depende fortemente da resistência térmica do vidro. Assim, vidros de espessura maior, detentores de uma maior resistência térmica, permitirão entrar menos calor para o ambiente interno quando a temperatura externa for maior. Ou haverá menores perdas de calor quando a temperatura interna for maior que a externa (por exemplo em climas frios). A Figura 4.29 mostra um gráfico deste ganho de calor sob condições de temperatura ambiente externa maior que a interna e para diferentes espessuras de vidro. Verifica-se que as diferença relativas entre o comportamento para os diferentes vidros decai à medida que o regime permanente é alcançado. Observa-se também que o aumento da espessura do vidro provoca uma diminuição do calor ganho.

Uma outra forma de apresentar os resultados da Figura 4.29 pode ser feito baseando-se no coeficiente global de transferência de calor -  $U$ . Este parâmetro representa uma forma adicional de avaliar o desempenho térmico de janelas como já foi discutido previamente no item 3.5.1 do capítulo 3. Na Figura 4.30 são mostradas as curvas para o coeficiente global de transferência de calor para janelas de diferentes espessuras de vidro, e integrando-se essas curvas obtém-se valores médios como mostrados na Figura 4.31.

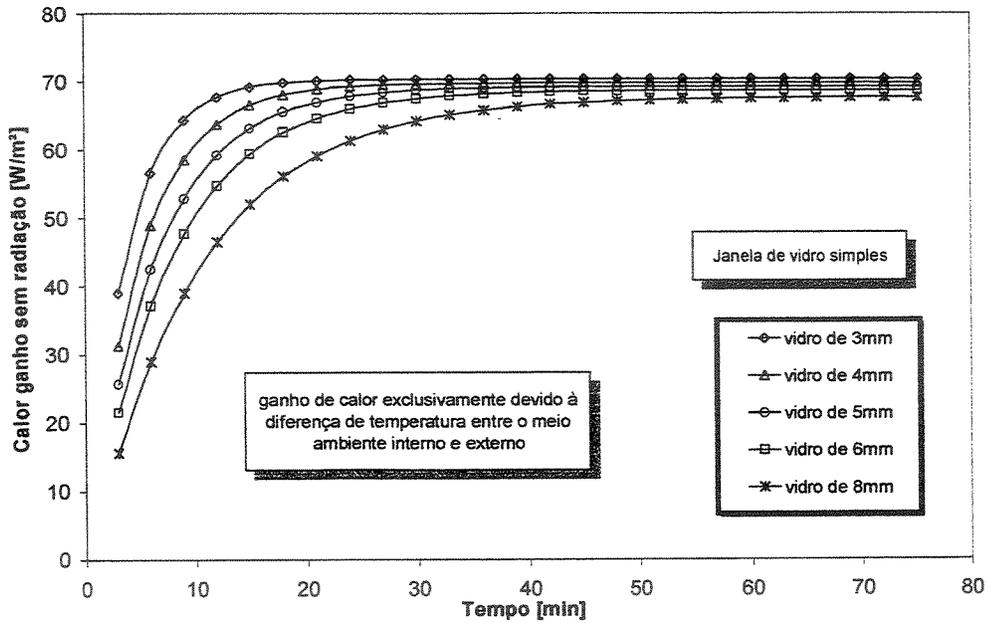


Figura 4.29 Ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo para diferentes espessuras de vidro.

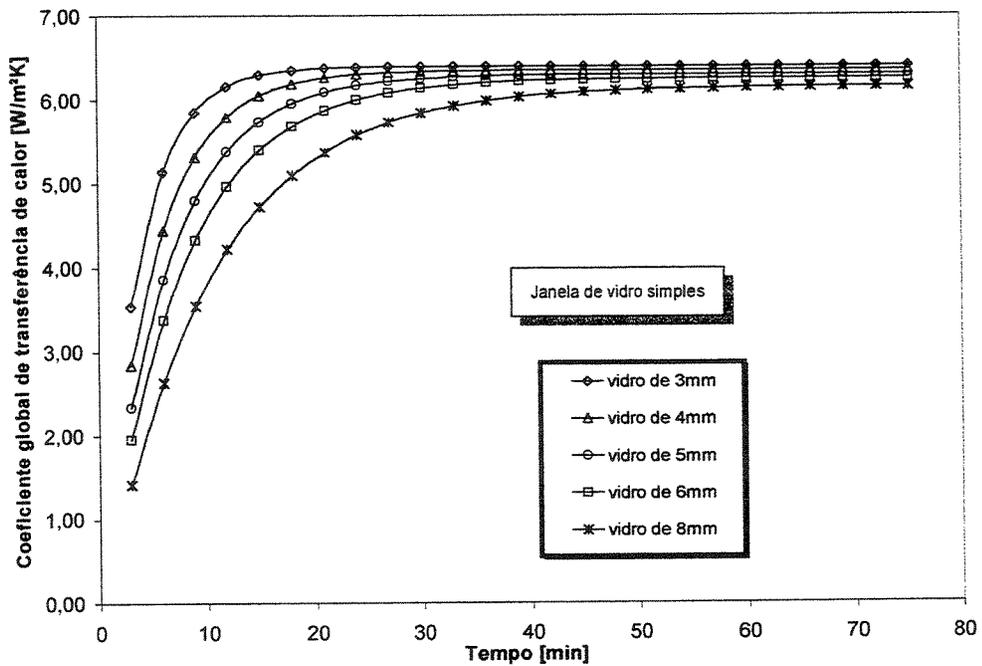


Figura 4.30 Coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) para janelas de diferentes espessuras de vidro.

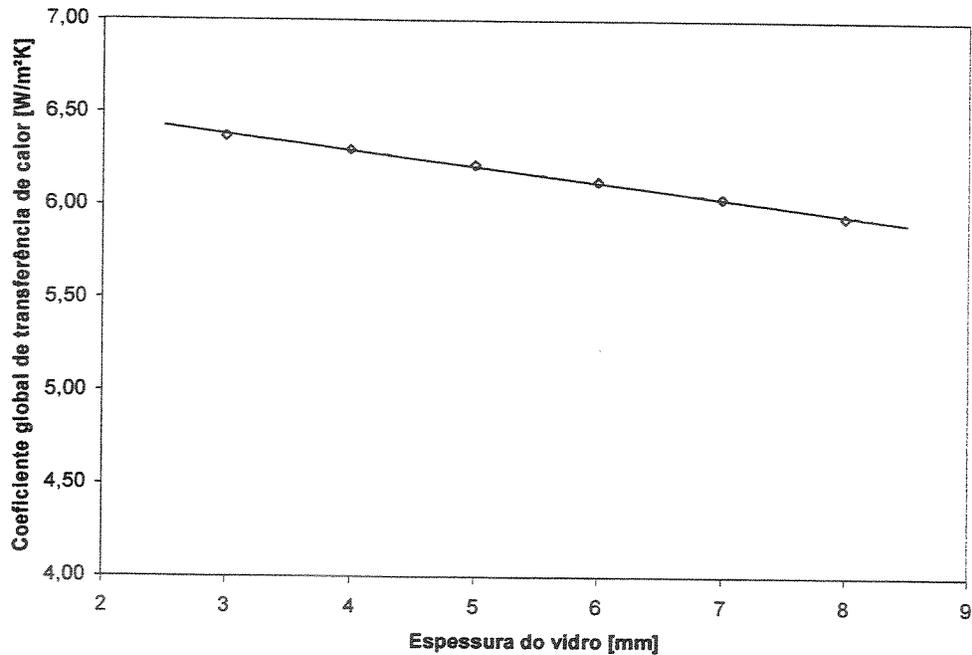


Figura 4.31 Coeficiente global de transferência de calor médio em função da espessura do vidro.

Uma segunda fase de ensaios numéricos é realizada considerando-se uma variação no tempo da radiação solar incidente e da temperatura ambiente externa. Esta variação é computada através de um modelo que envolve parâmetros geográficos e condições climáticas locais. Detalhes do modelo podem ser encontradas no item 3.3 do capítulo 3. A simulação numérica é realizada considerando uma janela orientada para o norte e numa região de latitude  $22^{\circ}53'$  Sul e  $47^{\circ}5'$  Oeste (cidade de Campinas-SP).

Inicialmente é testada uma janela formada por uma placa de vidro simples de 6 mm de espessura. O processo de simulação inicia-se um pouco antes da condição em que a radiação solar está presente (Nascer do Sol) e prolonga-se até que esta cessa (Pôr do Sol). Na Figura 4.32 são mostradas curvas típicas para; o ganho de calor total, ganho de calor solar e ganho de calor devido exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo. Além disso, mostra-se também a curva de distribuição de radiação solar incidente sobre a janela. Podemos observar, comparando-se as curvas de calor ganho, que a maior quantidade de energia admitida pela janela deve-se à radiação solar incidente. Resultados similares são encontrados para uma janela formada por um vidro de 8mm de espessura, como mostra a Figura 4.33.

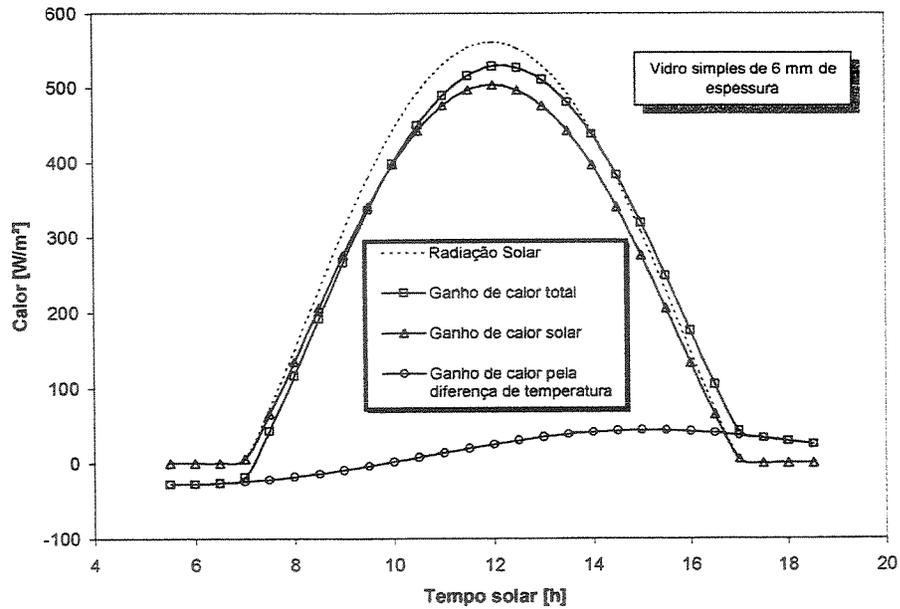


Figura 4.32 Ganho de calor em função do tempo para uma janela de vidro simples com vidro de 6mm de espessura

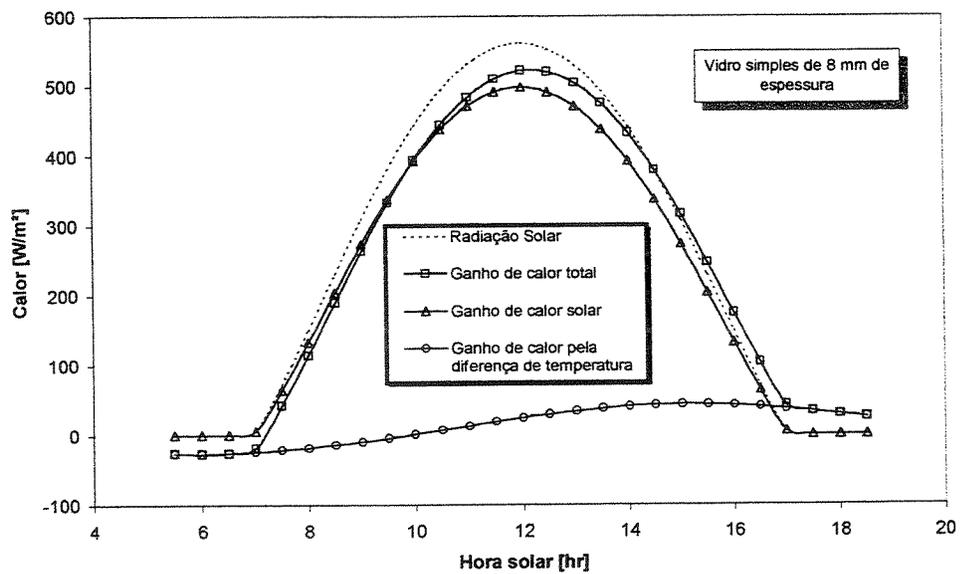


Figura 4.33 Ganho de calor em função do tempo para uma janela de vidro simples com vidro de 8mm de espessura

Na Figura 4.34 mostra-se uma comparação entre o calor total ganho para três diferentes espessuras de vidro e observa-se que existe um desempenho relativamente melhor da janela com vidro de 8 mm de espessura.

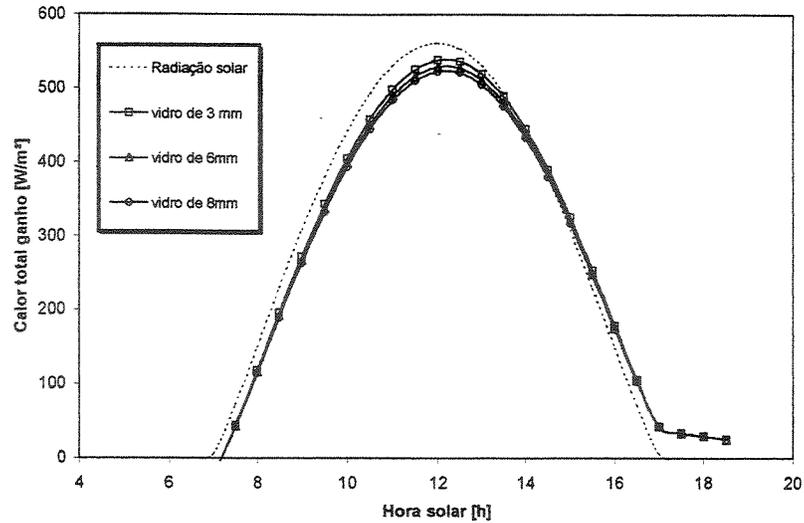


Figura 4.34 Comparação entre o calor total ganho para janelas com três diferentes espessuras de vidro.

Realizando-se comparações entre as janelas de diferentes espessuras tomando como base o ganho de calor solar, também resulta num melhor desempenho da janela com vidro de 8mm. Estas curvas comparativas poder ser vistas na Figura 4.35, incluindo-se uma curva da distribuição da intensidade de radiação solar. Parcelas de fluxo de calor podem entrar ou sair do meio ambiente através da janela devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo quando não há radiação solar incidente. A Figura 4.36 mostra curvas para este tipo de ganhos para diferentes espessuras de vidro e a diferença entre elas deve ser explicada devido a maior resistência térmica do vidro de 8 mm em relação ao vidro de 3 mm.

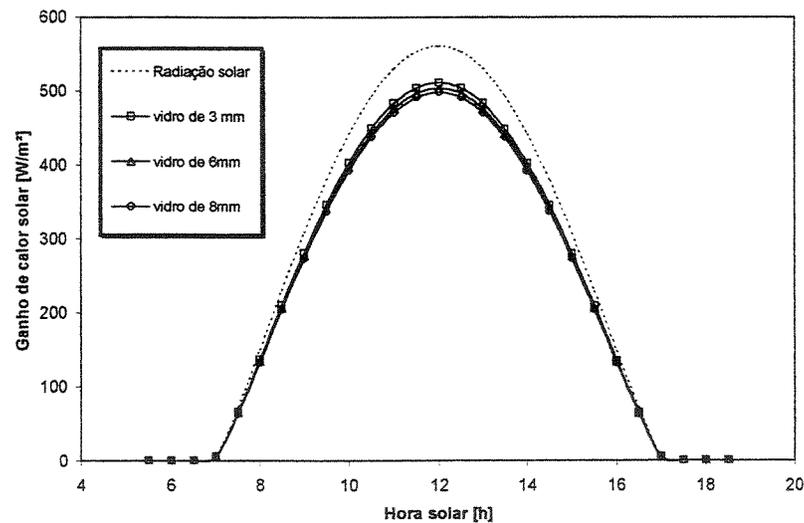


Figura 4.35 Ganho de calor solar para janelas com diferentes espessuras de vidro.

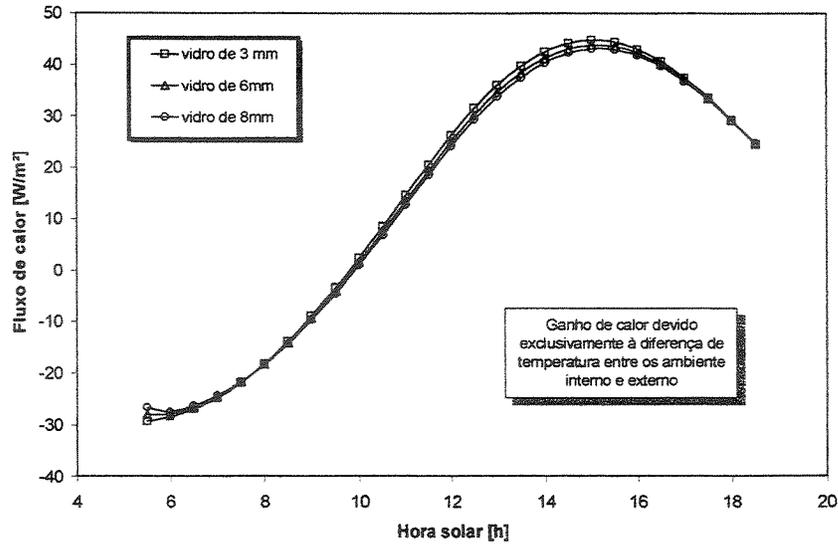


Figura 4.36 Ganho de calor devido exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo para diferentes espessuras de vidro.

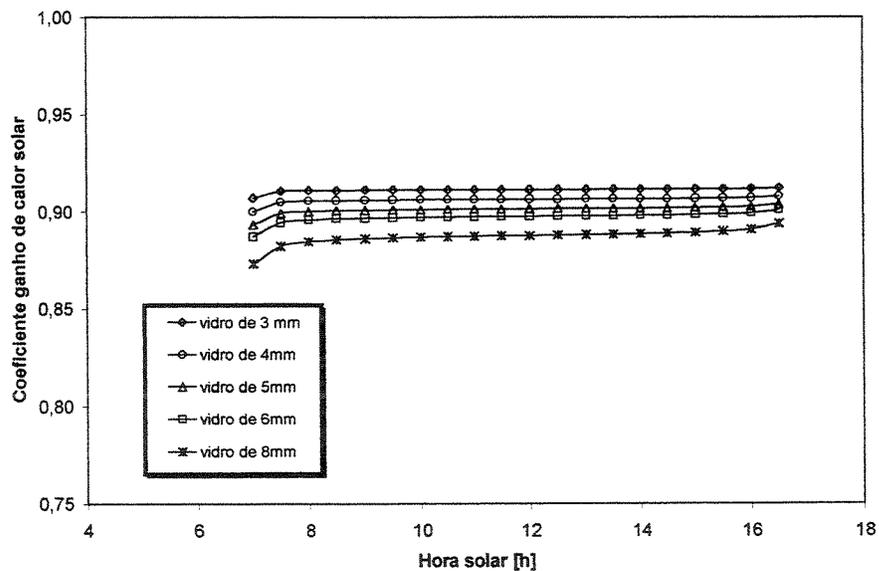


Figura 4.37 Coeficiente de ganho de calor solar para diferentes espessuras de vidro em função da hora solar.

Cálculos de parâmetros como os coeficientes de ganho de calor solar e coeficientes de sombreamento são necessários para quantificar e comparar o desempenho térmico de diferentes unidades de janelas. A Figura 4.37 mostra curvas para o coeficiente de ganho de calor solar para diferentes espessuras de vidro e em função do tempo de incidência da radiação solar (hora solar). Verifica-se que a janela com vidro de 8 mm apresenta os menores ganhos de calor devido a

radiação solar incidente quando comparado a janelas com vidro de espessuras menores. Para aplicações onde se quer evitar o sobre-aquecimento do ambiente interno, poderíamos então afirmar que a janela com vidro de 8mm apresenta o melhor desempenho térmico para este fim. A mesma conclusão pode ser obtida, observando-se as curvas de coeficiente de sombreamento em função da hora solar para diferentes espessuras de vidro como mostrado na Figura 4.38. Este parâmetro normalmente dá as mesmas informações que o coeficiente de ganho de calor solar, somente que normalizadas para um sistema de janelas tido como padrão.

Uma forma muito interessante de se apresentar as informações relativas ao coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento, é calcular a média no tempo destes parâmetros, integrando-se as curvas correspondentes para cada espessura de vidro nos gráficos das Figuras 4.37 e 4.38 e dividindo pelo tempo total. Esses valores médios podem ser encontrados nas Figuras 4.39 e 4.40 para o coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento, em função da espessura do vidro, respetivamente. Pode-se observar que, as curvas obtidas considerando que a radiação solar e a temperatura ambiente estão variando no tempo coincidem muito bem com os resultados conseguidos com o modelo que considera as condições ambientais (Radiação solar e temperatura ambiente externa) constantes, e que são representadas pelas Figuras 4.27 e 4.28.

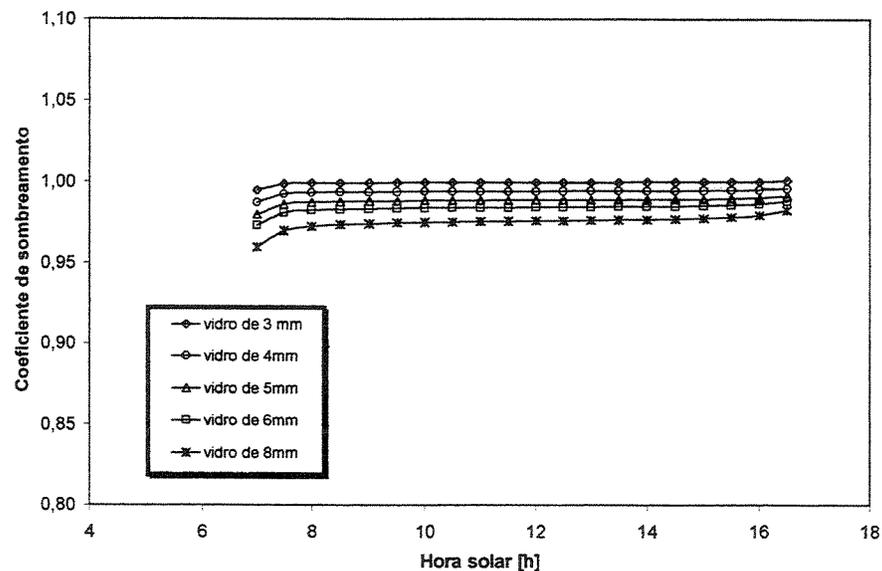


Figura 4.38 Coeficiente de sombreamento em função da hora solar para diferentes espessuras de vidro.

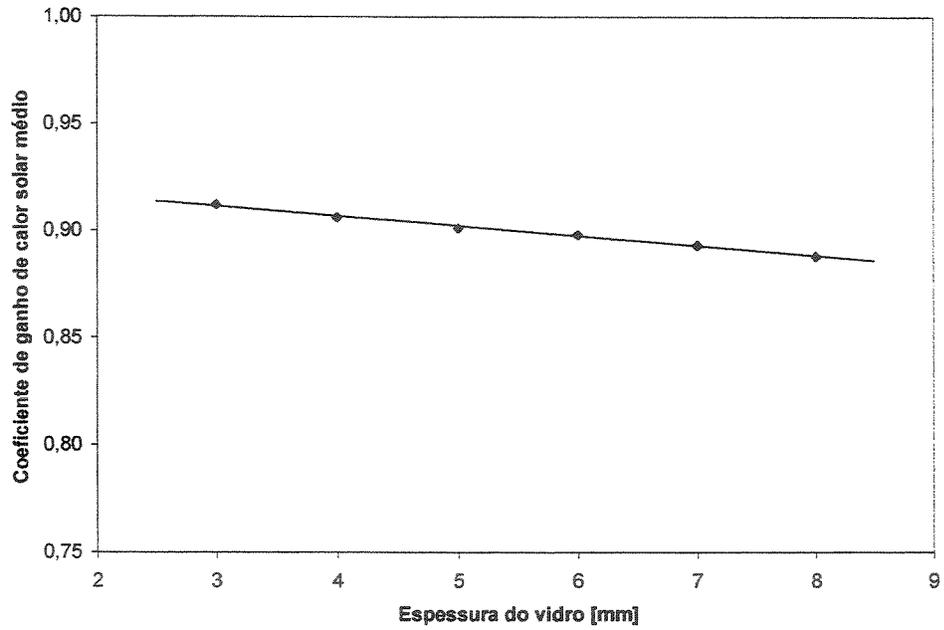


Figura 4.39 Coeficiente de ganho de calor solar médio para diferentes espessuras de vidro.

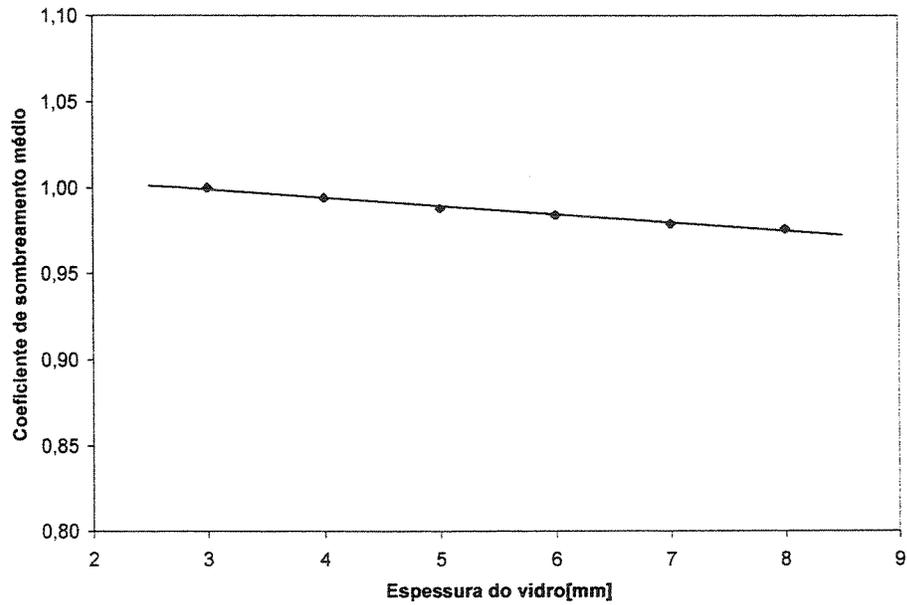


Figura 4.40 Coeficiente de sombreamento médio para vidros de diferentes espessuras.

## Capítulo 5

### Escoamento forçado numa janela ventilada - análise simplificado

#### 5.1 Introdução

Aqui será resolvido o problema de escoamento forçado num canal formado por duas placas de vidros submetidos a condições de contorno complexas tais como, fluxo de calor variável (radiação solar) na superfície externa junto com a temperatura externa variando no tempo. O modelo é unidimensional e é implementado realizando balanços globais de energia nas placas de vidro e fluido ao longo do escoamento. A Figura 5.1 mostra um esquema da janela em estudo e os fluxos de energia. Um volume de controle típico, onde serão realizados os balanços de energia, é mostrado em linhas tracejadas.

A radiação solar incidente e a temperatura do ambiente externo foram computadas de correlações que incluem a latitude e longitude de local, dia do ano da simulação, temperaturas médias máximas e mínimas, índices de visibilidade, etc. Na radiação solar incluí-se tanto a direta quanto a difusa. Os valores usados nas simulações, correspondem a uma localidade do hemisfério sul numa latitude de  $22,88^\circ$  e longitude de  $47,08^\circ$  Oeste (cidade de Campinas - SP), para um dia 21 de janeiro em condições de céu limpo. As temperaturas médias, máxima e mínima, foram obtidas de dados meteorológicos da região para o mês de janeiro.

A troca de energia radiante (radiação infravermelha) entre as superfícies que formam o canal é computada pelo método da radiosidade e considerando o canal como uma cavidade formada por  $2n$  elementos de superfícies que trocam calor entre si. Será realizada uma análise da importância de se levar em conta esta troca de energia radiante comparando-se a solução do problema com e sem este modo de transferência de calor.

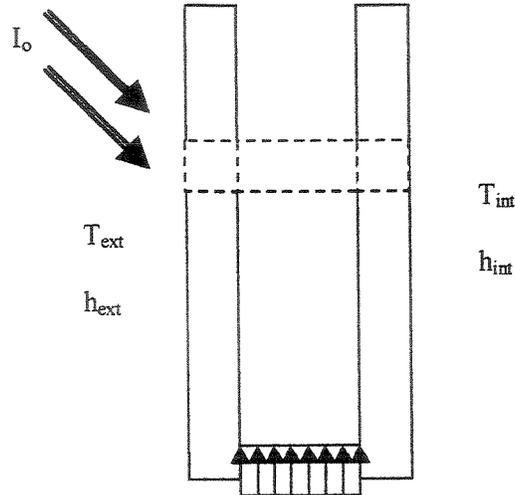


Figura 5.1 Esquema da janela ventilada com o volume de controle em linha tracejada para a análise.

Finalmente, o modelo é usado para estudar o efeito da vazão sobre o desempenho da janela ventilada. São obtidas curvas de variação da temperatura das placas e fluido, na altura média do canal, em função da hora solar e para diversas vazões de ar. Também são apresentadas curvas para o desempenho da janela ventilada caracterizado pelos parâmetros Coeficiente de Ganho de Calor Solar, Coeficiente de Sombreamento e Coeficiente Global de Transferência de Calor.

## 5.2 Caracterização do problema físico

A janela em estudo é formada por duas placas de vidro iguais, com altura de 1,0 m e largura de 0,6 m, separadas por uma distância  $b$  formando um canal vertical aberto nas extremidades (base e topo do canal) como mostra a Figura 5.1. No canal escoar ar de baixo para cima de forma forçada, provocando o resfriamento das placas pelo retirada de calor ao longo do seu percurso pelo canal. A placa de vidro externa da janela é submetida a um fluxo de calor devido à radiação solar incidente e que é caracterizado através de um modelo que prevê a variação horária ao longo de um dia solar. Uma fração desta radiação incidente deverá ser absorvida na placa de vidro

externa de acordo com o coeficiente de absorvância. Como o vidro é transparente à radiação solar, uma parcela, proporcional a transmitância do vidro, atingirá a placa de vidro interna onde também haverá absorção e transmissão de energia. A temperatura do meio externo também varia ao longo do dia simulando condições ambientais diárias baseadas nas temperaturas médias, máxima e mínima, para um dia padrão. Devido à diferença de temperatura entre a superfície externa da placa de vidro externa e a temperatura do meio ambiente externo, aparecerão fluxos de calor convectivos e radiativos (radiação térmica).

As superfícies das placas de vidro em contato com o fluido que escoar pelo canal trocam calor por convecção, e esta é caracterizada a partir de um coeficiente convectivo forçado obtido de correlações para este tipo de escoamento entre placas. Estas mesmas superfícies também trocam calor radiante entre si e uma análise pelo método da radiosidade em cavidades permitirá calcular o fluxo líquido de calor radiante de cada superfície.

Da parcela de radiação solar direta que atravessou a primeira placa de vidro, uma fração será absorvida pela placa de vidro interna, provocando a elevação da sua temperatura. Haverá ainda uma dissipação de calor nesta placa interna pela troca de calor convectivo e radiativo (radiação térmica) devido à diferença de temperatura entre o meio ambiente interno e a superfície da placa. A temperatura do meio ambiente interno será assumida como constante e igual a 24 °C. A Figura 5.2 mostra os modos de transferência de calor presentes neste problema.

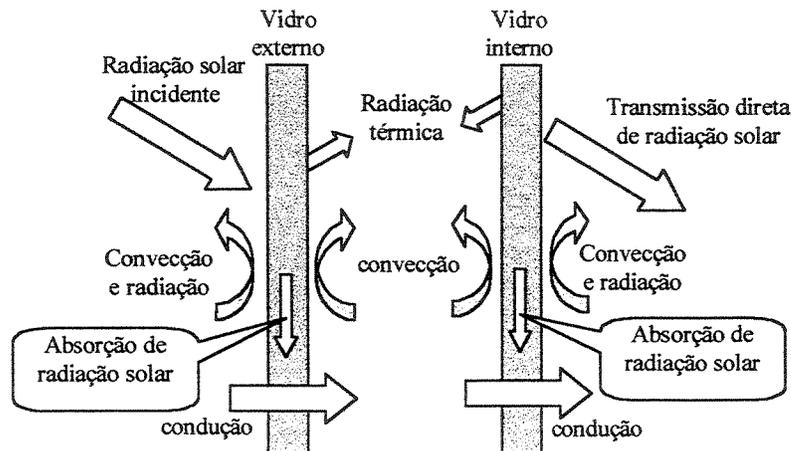


Figura 5.2 Modos de transferência de calor numa janela de vidro duplo ventilada.

### 5.3 Modelo matemático

As equações diferenciais que governam problema serão deduzidas a partir de balanços de energia nos volumes de controle no fluido e placas de vidros. Na Figura 5.3 são mostrados os volumes de controle em linhas tracejadas formando uma malha na direção vertical, obtida dividindo-se a altura do canal em  $n$  segmentos de igual tamanho.

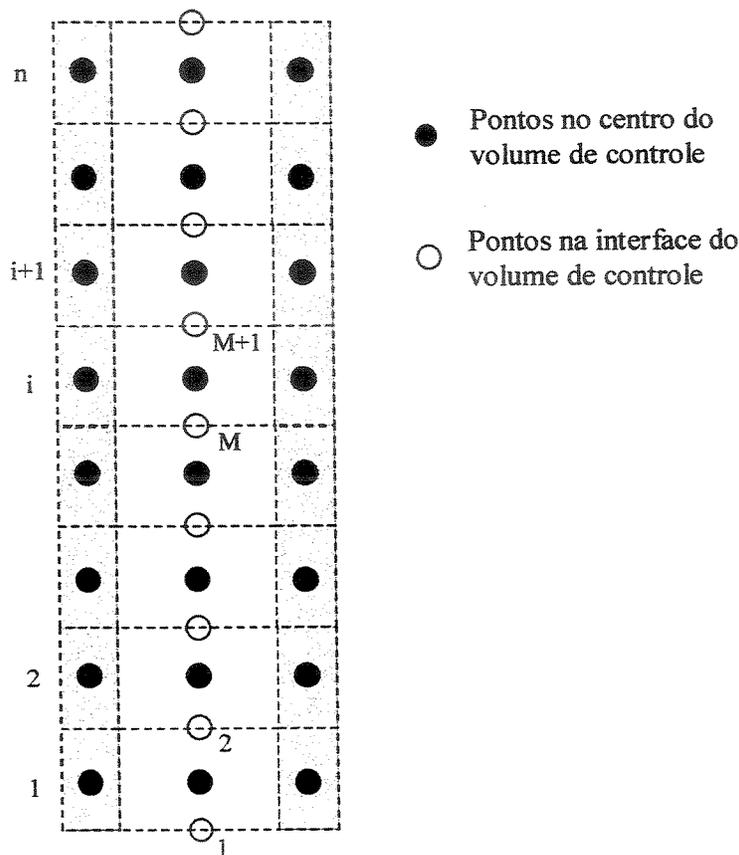


Figura 5.3 Volumes de controle ao longo do canal.

Os pontos nos centros dos volumes de controle na Figura 5.3 são indicados para computar as temperaturas para cada volume. Os fluxos de entalpia entrando e saindo do volume de controle são indicados nos pontos de fronteira dos volumes de controle no domínio correspondente ao fluido.

Considerando um volume de controle na posição genérica  $i$  da malha tanto para o fluido quanto para as placas de vidro, procederemos a fazer os balanços de energia correspondentes.

### 5.3.1 Balanço de energia no volume de controle situado no fluido

Na Figura 5.4 é mostrado um volume de controle elementar ao redor de um elemento de fluido, que será usado para equacionar a transferência de calor entre as paredes do canal e o fluido que escoava entre estas. Também são mostrados os respectivos fluxos de calor entrando e saindo do volume de controle.

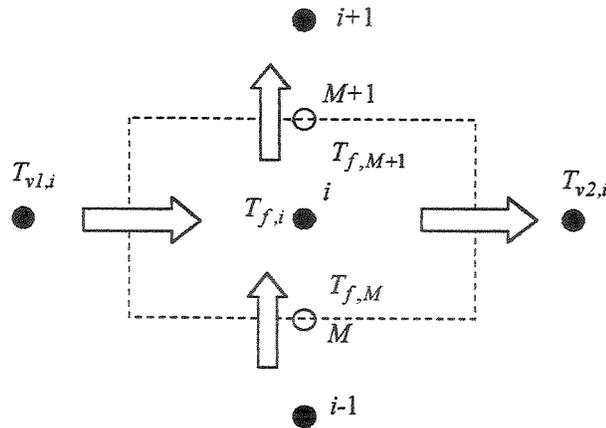


Figura 5.4 Volume de controle elementar no fluido.

Realizando um balanço de energia no volume de controle elementar da Figura 5.4, podemos encontrar uma equação diferencial que representa a variação da temperatura no fluido ao longo do canal em função do tempo e dos parâmetros termofísicos do problema. Assim, podemos escrever essa equação como segue;

$$(\rho c V)_f \frac{\partial T_{f,i}}{\partial t} = \dot{m} c (T_{f,M} - T_{f,M+1}) + h_c A (T_{v1,i} - T_{f,i}) + h_c A (T_{v2,i} - T_{f,i}) \quad (5.1)$$

### 5.3.2 Balanço de energia no volume de controle situado no vidro externo

Adotado um volume de controle num elemento do vidro, vizinho ao volume de controle no fluido, realizaremos um balanço de energia neste de modo a encontrar uma equação diferencial que represente a temperatura do vidro em função do tempo e dos parâmetros termofísicos como no caso do fluido. Este volume de controle pode ser observado na Figura 5.5a. O vidro externo está exposto à radiação solar e absorve parte desta de acordo com o valor do seu coeficiente de absorvância. Já, a superfície em contato com o meio ambiente externo troca calor por convecção e

por radiação com o meio, enquanto que a superfície em contato com o fluido do canal também troca calor por convecção e radiação. A convecção na superfície em contato com o meio ambiente externo pode ser tanto de caráter natural quanto forçada, isso vai depender das condições ambientais assumidas. No interior do canal o escoamento é de caráter forçado e o coeficiente convectivo de transferência de calor será obtido de correlações disponíveis na literatura para este tipo de configuração geométrica.

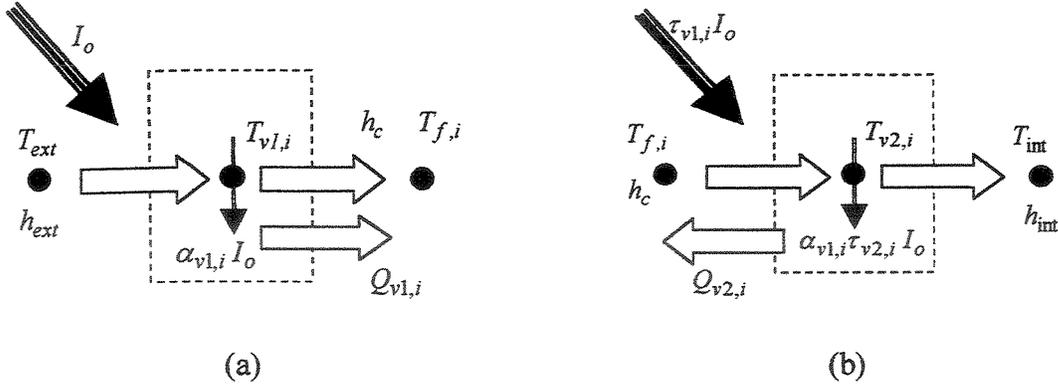


Figura 5.5 Volume de controle nos vidros (a) externo e (b) interno.

Então, de acordo com os fluxos de calor da Figura 5.5a, a equação diferencial para a variação da temperatura no vidro externo pode ser escrita como segue;

$$(\rho c V)_{v1} \frac{\partial T_{v1,i}}{\partial t} = h_{ext} A (T_{ext} - T_{v1,i}) + h_c A (T_{f,i} - T_{v1,i}) + \sigma \epsilon_{v1} A (T_{ext}^4 - T_{v1,i}^4) + \alpha_{v1} I + Q_{v1,i} \quad (5.2)$$

### 5.3.3 Balanço de energia no volume de controle situado no vidro interno

A Figura 5.5b mostra o volume de controle no vidro interno. Os fluxos de calor para este caso são similares ao caso do vidro externo e um balanço de energia dá lugar à equação diferencial representada pela Equação 5.3. Neste caso, a placa de vidro apresenta uma superfície em contato com o meio ambiente interno e outra em contato com o fluido do canal. A superfície em contato com o meio ambiente interno troca calor com este através dos mecanismos de convecção e radiação. A convecção pode ser assumida neste caso como sendo natural e a radiação é infravermelha. A superfície do vidro em contato com o escoamento no canal também

troca calor por convecção, sendo que neste caso se trata de convecção forçada. Além disto, a superfície também troca calor por radiação com os elementos diferenciais da placa de vidro externa como acontece numa cavidade de múltiplas superfícies. Aqui haverá também absorção de radiação solar de acordo com o coeficiente de absorvância da placa de vidro e do coeficiente de transmitância do vidro externo uma vez que a radiação solar incidente é atenuada ao passar pelo primeiro vidro.

$$(\rho c V)_{v2,i} \frac{\partial T_{v2}}{\partial t} = h_{int} A (T_{int} - T_{v1,i}) + h_c A (T_{f,i} - T_{v2,i}) + \sigma \epsilon_{v2} A (T_{int}^4 - T_{v2,i}^4) + \alpha_{v2} \tau_{v1} I + Q_{v2,i} \quad (5.3)$$

Nas equações acima os termos  $\rho$ ,  $c$  e  $V$  correspondem à densidade, calor específico e volume dos elementos onde estão sendo realizados os balanços de energia. O termo  $\dot{m}$  é o fluxo mássico de fluido escoando pelo canal,  $A$  é a área de transferência de calor, e  $h_{ext}$ ,  $h_{int}$  e  $h_c$  são os coeficientes convectivos externo, internos e do canal respetivamente. Os sub-índices  $f$ ,  $v1$  e  $v2$  referem-se ao fluido no canal, vidro 1 e vidro 2 respetivamente

Na Equação 5.2 o termo  $Q_{v1,i}$  corresponde à troca líquida de calor radiante entre o elemento diferencial da placa 1 e os demais elementos da cavidade formada pelas duas placas. De igual forma, o termo  $Q_{v2,i}$  na Equação 5.3 é a troca líquida de calor radiante entre o elemento diferencial da placa 2 e os demais elementos da mesma cavidade. A forma de calcular esta energia radiante será discutida neste mesmo capítulo, no item 5.5.

Na Equação 5.1 aparecem termos que correspondem as temperaturas nas fronteiras e no centro do volume de controle. A temperatura no centro do volume de controle pode ser escrita em função das temperaturas nas fronteiras e assim simplificar a equação e tornar o calculo mais direto. Se o volume do controle for pequeno podemos afirmar sem grandes erros que a temperatura no centro do volume pode ser calculada como a media simples entre as temperaturas na entrada e saída do volume de controle. Esta hipótese pode ser avaliada num teste simples calculando o perfil de temperatura ao longo do canal em função do tamanho da malha. Assim,

$$T_{f,i} = \frac{T_{f,M+1} + T_{f,M}}{2} \quad (5.4)$$

Agora podemos substituir esta relação na Equação 5.1 dando origem a uma nova equação para a temperatura do fluido, exclusivamente em termos das temperaturas nas fronteiras dos volumes de controle.

$$\frac{(\rho c V)_f}{2} \frac{\partial (T_{f,M+1} + T_{f,M})}{\partial t} = \dot{m} c (T_{f,M} - T_{f,M+1}) + h_c A \left( T_{v1,i} - \left( \frac{T_{f,M+1} + T_{f,M}}{2} \right) \right) + h_c A \left( T_{v2,i} - \left( \frac{T_{f,M+1} + T_{f,M}}{2} \right) \right) \quad (5.5)$$

A temperatura do fluido que é usada nas Equações 5.2 e 5.3 é aquela medida no centro dos volumes de controles. Assim, após calcular a temperatura nas fronteiras dos volumes de controles, pode-se usar a Equação 5.4 para estimar a temperatura no centro do volume e posteriormente avaliar as Equações 5.2 e 5.3.

#### 5.4 Solução das equações diferenciais do modelo

As Equações 5.2, 5.3 e 5.5 conformam um sistema de equações diferenciais parciais de primeira ordem acopladas e representam o modelo matemático que caracteriza completamente o problema em estudo. A resolução destas equações permitira conhecer a evolução temporal dos campos de temperaturas das placas de vidro e do fluido. Cabe ressaltar aqui que o modelo é unidimensional e estabelecido através de balanços globais de energia nos volumes de controle, por tanto, a precisão de resultados obtidos com o modelo depende do tamanho da malha empregada ou em outras palavras o quão pequenos são os volumes de controle empregados de modo que o balanço global se justifique. A resposta deve sair de um teste de malha prévio que permitirá decidir o número ótimo de elementos que permita obter resultados com boa precisão e ao mesmo tempo não consuma muito tempo computacional.

As equações devem ser resolvidas simultaneamente e marchando na direção vertical desde a base do canal, onde entra o escoamento, até o topo deste. Existem diversos métodos para resolução do sistema formado pelas Equações 5.2, 5.3 e 5.5. Os métodos de Runge-Kutta de Quarta ordem e o método de diferenças finitas podem ser bastante adequados. Aqui, pela facilidade de implementação e familiaridade, optaremos pelo segundo método.

Baseando-se na Figura 5.3, as equações discretizadas podem ser escritas em diferenças finitas como;

1) Equação para o fluido numa posição genérica no canal, digamos (i)

$$\frac{\rho c b \Delta x w}{2} \frac{(T_{f,M+1}^{k+1} + T_{f,M}^{k+1}) - (T_{f,M+1}^k + T_{f,M}^k)}{\Delta t} = \dot{m} c (T_{f,M}^k - T_{f,M+1}^k) + h_c \Delta x w \left( T_{v1,i}^k - \left( \frac{T_{f,M+1}^k + T_{f,M}^k}{2} \right) \right) + h_c \Delta x w \left( T_{v2,i}^k - \left( \frac{T_{f,M+1}^k + T_{f,M}^k}{2} \right) \right) \quad (5.6)$$

agrupando os termos desta equação e colocando  $T_{f,M+1}^{k+1}$  em evidencia, temos

$$T_{f,M+1}^{k+1} = -T_{f,M}^{k+1} + \left[ 1 + \frac{2(\dot{m}/w)\Delta t}{\rho b \Delta x} - 2 \frac{h_c \Delta t}{\rho c b} \right] T_{f,M}^k + \left[ 1 - \frac{2(\dot{m}/w)\Delta t}{\rho b \Delta x} - 2 \frac{h_c \Delta t}{\rho c b} \right] T_{f,M+1}^k + \left[ 2 \frac{h_c \Delta t}{\rho c b} \right] (T_{v1,i}^k + T_{v2,i}^k) \quad (5.7)$$

2) equação para a placa de vidro externa na posição genérica i

$$\rho c e_1 \Delta x w \left( \frac{T_{v1,i}^{k+1} - T_{v1,i}^k}{2} \right) = h_{ext} \Delta x w (T_{ext} - T_{v1,i}^k) + h_c \Delta x (T_{f,i}^k - T_{v1,i}^k) + \sigma \varepsilon_{v1,i} \Delta x w \left( T_{ext}^4 - (T_{v1,i}^k)^4 \right) + \alpha_{v1} I_o \Delta x w + Q_{v1,i} \quad (5.8)$$

agrupando termos como no caso anterior,

$$T_{v1,i}^{k+1} = T_{v1,i}^k + \frac{h_{ext} \Delta t}{(\rho c)_{v1} e_1} (T_{ext} - T_{v1,i}^k) + \frac{h_c \Delta t}{(\rho c)_{v1} e_1} (T_{f,i}^k - T_{v1,i}^k) + \frac{\sigma \varepsilon_{v1} \Delta t}{(\rho c)_{v1} e_1} \left( T_{ext}^4 - (T_{v1,i}^k)^4 \right) + \frac{\alpha_{v1} \Delta t I_o}{(\rho c)_{v1} e_1} + \frac{Q_{v1,i} \Delta t}{(\rho c)_{v1} e_1 \Delta x w} \quad (5.9)$$

3) equação para a placa de vidro interna na posição genérica  $i$

$$\rho c e_2 \Delta x w \left( \frac{T_{v2,i}^{k+1} - T_{v2,i}^k}{2} \right) = h_{int} \Delta x w (T_{int} - T_{v2,i}^k) + h_c \Delta x (T_{f,i}^k - T_{v2,i}^k) + \sigma \varepsilon_{v2,i} \Delta x w \left( T_{int}^4 - (T_{v2,i}^k)^4 \right) + \alpha_{v2} \tau_{v1} I_o \Delta x w + Q_{v2,i} \quad (5.10)$$

agrupando os termos

$$T_{v2,i}^{k+1} = T_{v2,i}^k + \frac{h_{int} \Delta t}{(\rho c)_{v2} e_2} (T_{int} - T_{v2,i}^k) + \frac{h_c \Delta t}{(\rho c)_{v2} e_2} (T_{f,i}^k - T_{v2,i}^k) + \frac{\sigma \varepsilon_{v2} \Delta t}{(\rho c)_{v2} e_2} \left( T_{int}^4 - (T_{v2,i}^k)^4 \right) + \frac{\alpha_{v2} \tau_{v1} \Delta t I_o}{(\rho c)_{v2} e_2} + \frac{Q_{v2,i} \Delta t}{(\rho c)_{v2} e_2 \Delta x w} \quad (5.11)$$

As Equações 5.7, 5.9 e 5.11 podem ser aplicadas a cada volume desde  $i=1$  até  $i=n$ . Inicialmente é conhecido todo o campo de temperatura no fluido e placas de vidros. Da condição de contorno na entrada no canal, conhece-se a temperatura e a vazão mássica do fluido nesta posição, possibilitando calcular a temperatura na saída do primeiro volume de controle no fluido. Com está temperatura calculada e a temperatura conhecida na entrada, aproxima-se a temperatura no primeiro volume de controle no fluido. Por sua vez, pode-se calcular a temperatura do primeiro volume nos vidros interno e externo. Este procedimento repete-se para os demais volumes de controle marchando na direção vertical até o último volume de controle no canal. Após computar um passo de tempo, todo o procedimento recém descrito é novamente realizado. A simulação termina quando um tempo final, previamente estabelecido, é atingido.

### 5.5 Troca de calor radiante entre placas paralelas

Para cálculos da energia radiante entre superfícies geralmente estas são assumidas como corpos negros pela facilidade de tratamento que isto implica uma vez que a reflexão de energia radiante deixa de existir, assim, a energia radiante proveniente do espaço deve-se apenas a emissão das superfícies vizinhas e a energia radiante incidente na superfície será completamente absorvida. No entanto está hipótese simplificadora é restrita a poucas superfícies e situações,

tendo pouca aplicabilidade. Sabe-se que na prática as superfícies apresentam geralmente uma componente de reflexão tornando o tratamento do cálculo de troca de calor radiante num problema complexo. Uma maneira mais abrangente de tratar este tipo de problemas é idealizar as superfícies como sendo perfeitamente difusas, tanto para a emissão quanto para a reflexão.

No calor radiante trocado por uma superfície deve-se incluir a radiação proveniente de todas as direções do meio em que se encontra a superfície em questão, assim como também a radiação que sai da superfície para todas as regiões do espaço. De acordo com a hipótese de superfície perfeitamente difusa temos que a energia radiante que deixa uma superfície é a soma das energias emitida e refletida. A taxa de energia radiante que deixa uma superfície por unidade de área é chamada de radiosidade  $J$  da superfície e é denotada como

$$J = \varepsilon \sigma T^4 + \rho G \quad (5.12)$$

Na Equação 5.12 acima o termo  $G$  corresponde a irradiação de energia proveniente de todas as superfícies vizinhas. Na Figura 5.6 mostram-se graficamente os fluxos de calor radiativos sobre uma superfície.

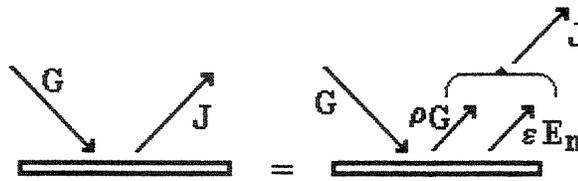


Figura 5.6 Fluxos de calor radiativos sobre uma superfície.

O balanço de energia radiante sobre a superfície da Figura 5.6 pode ser escrito como

$$\frac{q}{A} = \varepsilon E_n + \rho G - G \quad (5.13)$$

onde,  $E_n$  é o poder emissivo de um corpo negro à temperatura da superfície e é definido pela multiplicação da constante de Stefan-Boltzmann pela temperatura elevada a quarta potência.  $\varepsilon$  e  $\rho$  são as propriedades emitância e refletância da superfície respectivamente.

$$E_n = \sigma T^4 \quad (5.14)$$

Na Equação 5.13 do balanço de energia pode-se agrupar os termos e escrever a equação como segue.

$$\frac{q}{A} = \varepsilon E_n - (1 - \rho)G \quad (5.15)$$

Para superfícies que são opacas à radiação incidente podemos afirmar que a transmitância de radiação é nula, e portanto a absorptância mais a refletância devem ser igual a unidade  $\alpha = 1 - \rho$ . Assim,

$$\frac{q}{A} = \varepsilon E_n - \alpha G \quad (5.16)$$

Para superfícies cinzas  $\varepsilon = \alpha$ , então

$$\frac{q}{A} = \varepsilon (E_n - G) \quad (5.17)$$

É evidente que também o balanço de energia radiante pode ser expresso em termos da diferença entre radiosidade e irradiação como segue,

$$\frac{q}{A} = J - G \quad (5.18)$$

A Equação 5.12 e 5.18 pode ser aplicada agora a uma cavidade genérica formada por  $n$  superfícies como mostra-se na Figura 5.7.

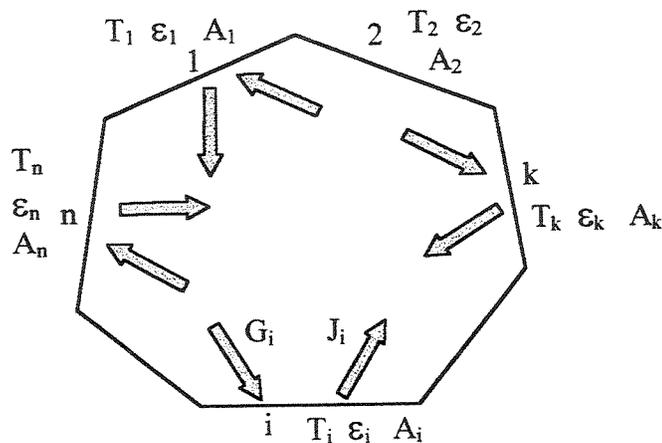


Figura 5.7 Troca de calor radiante numa cavidade genérica formada por  $n$  superfícies.

Assim temos;

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + \rho_i G_i \quad (5.19)$$

e

$$\frac{q_i}{A_i} = J_i - G_i \quad (5.20)$$

Como  $G$  é a irradiação proveniente de todas as superfícies da cavidade, inclusive a si própria para superfícies côncavas, está corresponde à soma de todas as radiosidades da cavidade. Sendo assim, podemos escrever a seguinte relação;

$$A_i G_i = A_1 F_{1,i} J_1 + A_2 F_{2,i} J_2 + A_3 F_{3,i} J_3 + \dots + A_n F_{n,i} J_n \quad \text{ou}$$

$$A_i G_i = \sum_{k=1}^n A_k F_{k,i} J_k \quad (5.21)$$

Na Equação 5.21 os termos  $F_{k,i}$  são os fatores de forma das superfícies irradiantes para a superfície irradiada. Estes fatores de forma são definidos como a fração de energia radiante que deixa a superfície  $k$  e que é interceptada diretamente pela superfície  $i$ . O fator de forma sempre assume um valor entre 0 e 1.

Algumas relações envolvendo fatores de forma são importantes e de grande ajuda no tratamento de problemas radiantes. Numa cavidade, a energia radiante que deixa uma superfície acaba chegando nas demais superfícies que compõem a cavidade, assim a seguinte relação é verdadeira.

$$\sum_{k=1}^n F_{i,k} = 1 \quad (5.22)$$

A seguinte relação de reciprocidade também é válida e de grande utilidade.

$$A_i F_{i,k} = A_k F_{k,i} \quad (5.23)$$

O fator de forma  $F_{i,i}$  representa a fração de radiação que deixa a superfície  $i$  e é diretamente interceptada por ela mesma. Se a superfície for plana ou convexa o fator de forma será nulo. Se a superfície for côncava, o fator assumirá um valor finito menor ou igual a 1, dependendo da concavidade.

Fazendo uso da relação de reciprocidade entre fatores de forma, Equação 5.23 junto com a Equação 5.21, podemos escrever para a irradiação  $G$

$$A_i G_i = \sum_{k=1}^n A_i F_{i,k} J_k \quad \text{ou}$$

$$G_i = \sum_{k=1}^n F_{i,k} J_k \quad (5.24)$$

Substituindo a Equação 5.24 na Equação 5.19 teremos uma equação para a radiosidade da superfície genérica  $i$  como função da radiosidade das demais superfícies da cavidade. Assim,

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + \rho_i \sum_{k=1}^n F_{i,k} J_k \quad \text{ou}$$

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{k=1}^n F_{i,k} J_k \quad (5.25)$$

onde,  $\rho_i = 1 - \varepsilon_i$

Combinando a Equação 5.19 com a Equação 5.20 pode-se obter a seguinte relação.

$$\frac{q_i}{A_i} = J_i - \frac{J_i - \varepsilon_i \sigma T_i^4}{(1 - \varepsilon_i)}$$

que arranjada adequadamente, torna-se,

$$\frac{q_i}{A_i} = \frac{\varepsilon_i}{(1 - \varepsilon_i)} (\sigma T_i^4 - J_i) \quad (5.26)$$

Assim o problema de transferência de calor radiante numa cavidade se reduz ao cálculo dos valores das radiosidades  $J$  de acordo com a Equação 5.25. Para uma cavidade de  $n$  superfícies isotérmicas, teremos  $n$  equações originadas da aplicação da Equação 5.25, e que deverão ser resolvidas simultaneamente.

O problema da troca de calor radiante entre placas paralelas pode ser tratado como um problema de uma cavidade se é assumidas algumas hipóteses necessárias e assim, poder fazer uso das Equações 5.25 e 5.26.

Inicialmente o problema poderia ser tratado como uma cavidade formada por quatro superfícies se considerarmos as placas como sendo isotérmicas e considerarmos mais duas superfícies imaginárias (uma na base e outra topo do canal), também isotérmicas, para completar a cavidade. Isto pode ser observado na Figura 5.8 a seguir. As superfícies imaginárias (3 e 4) formadas na Figura 5.7 por linhas tracejadas devem ser consideradas como negras (absorvem toda a radiação proveniente da cavidade e incidente nelas, e emitem como um corpo negro para dentro da cavidade) e na temperatura do ambiente externo. Um sistema de 4 equações em  $J$  deverá ser resolvido.

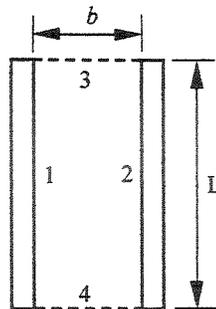


Figura 5.8 Cavidade formada por duas placas paralelas e duas superfícies imaginárias.

Se a razão de aspecto, definido aqui como a razão entre a altura do canal e seu espaçamento ( $L/b$ ), for muito grande, ou em outras palavras a altura for muito maior que o espaçamento entre as placas ( $L \gg b$ ), o problema pode ser tratado como troca de calor radiante entre placas paralelas infinitas. Isto significa que toda a radiação que deixa uma das superfícies alcançará a outra, e vice versa, e portanto o problema pode ser tratado como um problema de cavidade formado por apenas duas superfícies. Existe uma relação bastante conhecida para o cálculo do calor trocado nestes casos e esta é dada pela Equação 5.27.

$$\frac{q_1}{A_1} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = -\frac{q_2}{A_2} \quad (5.27)$$

Quando as placas que formam o canal não podem ser consideradas isotérmicas, podemos usar um artifício para contornar esta dificuldade. Uma saída pode ser dividir cada uma das placas na direção vertical em  $n$  elementos diferenciais e assumir cada um destes elementos como isotérmicos. Agora teríamos uma cavidade formado por  $2n$  superfícies ( $n$  de cada placa), e mais

duas superfícies imaginárias formadas pela base e topo do canal caso este não possa ser tratado como placas paralelas infinitas.

### 5.5.1 Troca de calor radiante entre placas paralelas não isotérmicas

Consideremos aqui o uma cavidade formada por duas placas paralelas verticais em cujas superfícies existe um gradiente de temperatura. Este fenômeno pode acontecer pelo resfriamento das placas aquecidas através do escoamento de um fluido entre elas. À medida que o fluido escoo pelo canal retira calor das placas aquecidas de maneira não uniforme, fazendo com que apareça um gradiente de temperatura na direção do escoamento.

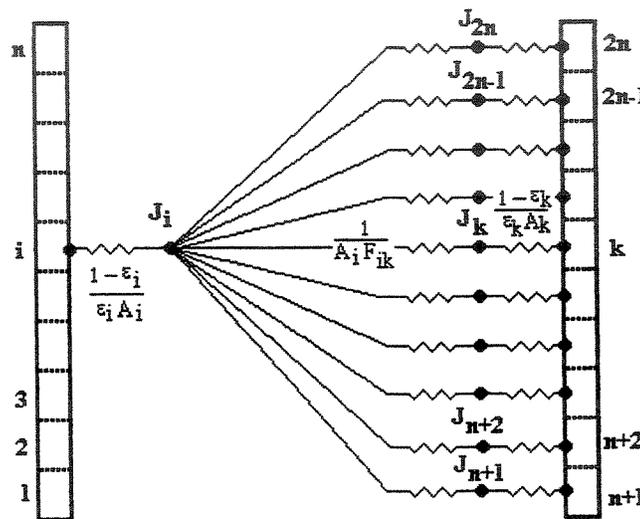


Figura 5.9 Troca de calor radiante entre o elemento  $i$  e os elementos da placa 2

Dividindo cada uma das placas em  $n$  segmentos iguais e assumindo cada um destes como superfícies isotérmicas, teremos uma cavidade formada por  $2n$  superfícies como mostra a Figura 5.9. Na figura mostra-se a troca de energia radiante entre a superfície  $i$  na placa 1 e as superfícies  $n+1$  à  $2n$  da placa 2. Cabe notar aqui duas observações;

- (a) a troca de calor radiante entre a superfície  $i$  e as superfícies fictícias não serão consideradas porque, como será demonstrado mais adiante, o caso físico que será estudado aqui pode ser considerado como placas paralelas infinitas desde o ponto de vista da troca de energia radiante.

(b) A superfície  $i$  não troca calor radiante com as superfícies que estão localizadas na mesma placa. Isto deve-se ao fato de que o fator de forma para estes casos será nulo. Em outras palavras o fenômeno físico que acontece é que a energia radiante que deixa a superfície  $i$  nunca alcançara diretamente as demais superfícies que estão localizadas no mesmo plano.

Após estas observações, pode-se aplicar a Equação 5.25 a cada uma das superfícies da cavidade. Assim,

$$J_1 = \varepsilon_1 \sigma T_1^4 + (1 - \varepsilon_1) [F_{1,n+1} J_{n+1} + F_{1,n+2} J_{n+2} + \dots + F_{1,2n} J_{2n}]$$

$$J_2 = \varepsilon_2 \sigma T_2^4 + (1 - \varepsilon_2) [F_{2,n+1} J_{n+1} + F_{2,n+2} J_{n+2} + \dots + F_{2,2n} J_{2n}]$$

$$J_3 = \varepsilon_3 \sigma T_3^4 + (1 - \varepsilon_3) [F_{3,n+1} J_{n+1} + F_{3,n+2} J_{n+2} + \dots + F_{3,2n} J_{2n}]$$

$$J_n = \varepsilon_n \sigma T_n^4 + (1 - \varepsilon_n) [F_{n,n+1} J_{n+1} + F_{n,n+2} J_{n+2} + \dots + F_{n,2n} J_{2n}]$$

$$J_{n+1} = \varepsilon_{n+1} \sigma T_{n+1}^4 + (1 - \varepsilon_{n+1}) [F_{n+1,1} J_1 + F_{n+1,2} J_2 + \dots + F_{n+1,n} J_n]$$

$$J_{n+2} = \varepsilon_{n+2} \sigma T_{n+2}^4 + (1 - \varepsilon_{n+2}) [F_{n+2,1} J_1 + F_{n+2,2} J_2 + \dots + F_{n+2,n} J_n]$$

$$J_{2n} = \varepsilon_{2n} \sigma T_{2n}^4 + (1 - \varepsilon_{2n}) [F_{2n,1} J_1 + F_{2n,2} J_2 + \dots + F_{2n,n} J_n]$$

Este conjunto de equações simultâneas é formado por  $2n$  equações e  $2n$  incógnitas. Podemos rescrever essas equações da seguinte maneira,

$$a_{1,1} J_1 + a_{1,2} J_2 + a_{1,3} J_3 + \dots + a_{1,n} J_n + a_{1,n+1} J_{n+1} + \dots + a_{1,2n} J_{2n} = C_1$$

$$a_{2,1} J_1 + a_{2,2} J_2 + a_{2,3} J_3 + \dots + a_{2,n} J_n + a_{2,n+1} J_{n+1} + \dots + a_{2,2n} J_{2n} = C_2$$

$$a_{n,1} J_1 + a_{n,2} J_2 + a_{n,3} J_3 + \dots + a_{n,n} J_n + a_{n,n+1} J_{n+1} + \dots + a_{n,2n} J_{2n} = C_n$$

$$a_{n+1,1} J_1 + a_{n+1,2} J_2 + a_{n+1,3} J_3 + \dots + a_{n+1,n} J_n + a_{n+1,n+1} J_{n+1} + \dots + a_{n+1,2n} J_{2n} = C_{n+1}$$

$$a_{n+2,1} J_1 + a_{n+2,2} J_2 + a_{n+2,3} J_3 + \dots + a_{n+2,n} J_n + a_{n+2,n+1} J_{n+1} + \dots + a_{n+2,2n} J_{2n} = C_{n+2}$$

$$a_{2n,1} J_1 + a_{2n,2} J_2 + a_{2n,3} J_3 + \dots + a_{2n,n} J_n + a_{2n,n+1} J_{n+1} + \dots + a_{2n,2n} J_{2n} = C_{2n}$$

Usando notação matricial, o sistema pode ser escrito como segue;

$$[a]\{J\} = \{C\} \quad (5.28)$$

onde, a matriz de coeficientes  $[a]$ , e os vetores  $\{J\}$  e  $\{C\}$  podem ser escritos como,

$$[a] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & -(1-\varepsilon_1)F_{1,n+1} & -(1-\varepsilon_1)F_{1,n+2} & \dots & -(1-\varepsilon_1)F_{1,2n} \\ 0 & 1 & \dots & 0 & -(1-\varepsilon_2)F_{2,n+1} & -(1-\varepsilon_2)F_{2,n+2} & \dots & -(1-\varepsilon_2)F_{2,2n} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & -(1-\varepsilon_3)F_{3,n+1} & -(1-\varepsilon_3)F_{3,n+2} & \dots & -(1-\varepsilon_3)F_{3,2n} \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 & -(1-\varepsilon_n)F_{n,n+1} & -(1-\varepsilon_n)F_{n,n+2} & \dots & -(1-\varepsilon_n)F_{n,2n} \\ -(1-\varepsilon_{n+1})F_{n+1,1} & -(1-\varepsilon_{n+1})F_{n+1,2} & \dots & -(1-\varepsilon_{n+1})F_{n+1,n} & 1 & 0 & \dots & 0 \\ -(1-\varepsilon_{n+2})F_{n+2,1} & -(1-\varepsilon_{n+2})F_{n+2,2} & \dots & -(1-\varepsilon_{n+2})F_{n+2,n} & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ -(1-\varepsilon_{2n})F_{2n,1} & -(1-\varepsilon_{2n})F_{2n,2} & \dots & -(1-\varepsilon_{2n})F_{2n,n} & 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix}$$

$$\{J\} = \begin{Bmatrix} J_1 \\ J_2 \\ J_3 \\ \vdots \\ J_n \\ J_{n+1} \\ J_{n+2} \\ \vdots \\ J_{2n} \end{Bmatrix}, \quad \text{e} \quad \{C\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \sigma T_1^4 \\ \varepsilon_2 \sigma T_2^4 \\ \varepsilon_2 \sigma T_3^4 \\ \vdots \\ \varepsilon_n \sigma T_n^4 \\ \varepsilon_{n+1} \sigma T_{n+1}^4 \\ \varepsilon_{n+2} \sigma T_{n+2}^4 \\ \vdots \\ \varepsilon_{2n} \sigma T_{2n}^4 \end{Bmatrix}$$

A resolução do sistema dado pela Equação 5.28 pode ser realizado de maneira efetiva se encontramos o inverso da matriz de coeficientes, de modo que os valores das radiosidades possam ser calculadas de maneira simples multiplicando essa matriz inversa pelo vetor  $\{C\}$ , como na Equação 5.29.

$$\{J\} = [a]^{-1} \{C\} \quad (5.29)$$

Considerando que a emissividade das superfícies seja independente da temperatura, o que é uma hipótese razoável se a variação da temperatura não for acentuada, então a matriz de

coeficientes também poderá ser considerada independente da temperatura. Esta consideração será muito útil caso seja necessário resolver muitas vezes o sistema de equações em  $J$ , como ocorre freqüentemente em sistemas transientes, onde a temperatura das placas está mudando constantemente com o tempo, ou em problemas em regime permanente, cuja solução se dá por um processo iterativo tipo corretor-preditor.

De acordo com a suposição anterior, só será necessário calcular uma única vez o inverso da matriz de coeficiente.

### 5.5.2 Cálculo dos fatores de forma

O fator de forma aqui denotado como  $F_{i,k}$  é definido como a fração de energia radiante que deixa a superfície  $i$  e que é interceptada diretamente pela superfície  $k$  e assume sempre um valor finito entre 0 e 1. O desenvolvimento de uma expressão para o cálculo do fator de forma depende fortemente da geometria do problema e uma expressão geral para o fator de forma entre superfícies finitas envolvendo estes parâmetros pode ser definida da seguinte forma;

$$F_{i,k} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_k} \frac{\cos(\phi_i)\cos(\phi_k)}{\pi r^2} dA_k dA_i \quad (5.30)$$

onde,  $r$  é a distância entre os elementos de área  $dA_i$  e  $dA_k$  das superfícies  $i$  e  $k$  respectivamente,  $\phi_i$  e  $\phi_k$  são os ângulos formados entre  $r$  e a normal de cada um dos elementos de área  $dA_i$  e  $dA_k$  respectivamente. Estes parâmetros que fazem parte da Equação 5.30 são mostrados na Figura 5.10 a seguir.

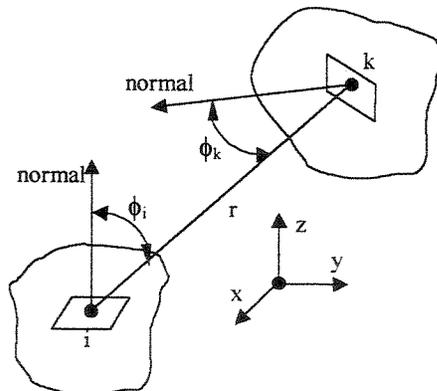


Figura 5.10 Parâmetros envolvidos no cálculo do fator de forma.

A resolução da Equação 5.30 exige determinar previamente  $r$  e os ângulos  $\phi_i$  e  $\phi_k$ .  
Fazendo uso da figura acima e para o sistema de coordenadas cartesianas, temos;

O vetor normal pode ser escrito em termos dos cossenos diretores  $l$ ,  $m$  e  $n$

$$\bar{n} = l \hat{i} + m \hat{j} + n \hat{k}$$

onde  $l$ ,  $m$  e  $n$  são os cossenos dos ângulos entre a normal à superfície e as direções  $x, y$  e  $z$  e  $i, j$  e  $k$  são os vetores unitários ao longo de  $x, y$  e  $z$ , respetivamente

O comprimento da reta  $r$  entre os elementos  $dA_i$  e  $dA_k$  de coordenadas  $(x_i, y_i, z_i)$  e  $(x_k, y_k, z_k)$  pode ser escrito como,

$$r^2 = (x_i - x_k)^2 + (y_i - y_k)^2 + (z_i - z_k)^2 \quad (5.31)$$

vetores unitários ao longo da reta  $r$  podem ser escritos como segue,

$$\bar{r}_{ik} = \frac{1}{r} \left[ (x_k - x_i)^2 + (y_k - y_i)^2 + (z_k - z_i)^2 \right] \quad (5.32)$$

$$\bar{r}_{ki} = \frac{1}{r} \left[ (x_i - x_k)^2 + (y_i - y_k)^2 + (z_i - z_k)^2 \right] \quad (5.33)$$

assim, os valores de  $\cos \phi_i$  e  $\cos \phi_k$  podem ser avaliados como:

$$\cos \phi_i = \bar{n}_i \cdot \bar{r}_{ik} = \frac{1}{r} \left[ l_i (x_k - x_i) + m_i (y_k - y_i) + n_i (z_k - z_i) \right] \quad (5.34)$$

$$\cos \phi_k = \bar{n}_k \cdot \bar{r}_{ki} = \frac{1}{r} \left[ l_k (x_i - x_k) + m_k (y_i - y_k) + n_k (z_i - z_k) \right] \quad (5.35)$$

Substituindo na Equação 5.30,

$$F_{i,k} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_k} \left[ l_i (x_k - x_i) + m_i (y_k - y_i) + n_i (z_k - z_i) \right] g \, dA_k dA_i \quad (5.36)$$

onde

$$g = \frac{\left[ l_k (x_i - x_k) + m_k (y_i - y_k) + n_k (z_i - z_k) \right]}{\pi r^4} \quad (5.37)$$

As integrais de área, na Equação 5.36 do fator de forma, podem ser transformadas em integrais de linha o que facilita o cálculo em termos computacionais, já que ao invés de resolver integrais quadruplas serão resolvidas integrais duplas.

O teorema de stokes estabelece que,

$$\oint_C Pdx + Qdy + Rdz = \int_A \left[ l \left( \frac{\partial R}{\partial y} - \frac{\partial Q}{\partial z} \right) + m \left( \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\partial R}{\partial x} \right) + n \left( \frac{\partial Q}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial y} \right) \right] dA \quad (5.38)$$

comparando-se as Equações 5.36 e 5.38

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial y_k} - \frac{\partial Q}{\partial z_k} &= (x_k - x_i)g \\ \frac{\partial P}{\partial z_k} - \frac{\partial R}{\partial x_k} &= (y_k - y_i)g \\ \frac{\partial Q}{\partial x_k} - \frac{\partial P}{\partial y_k} &= (z_k - z_i)g \end{aligned} \right\} \quad (5.39)$$

A resolução do sistema de equações diferenciais, representado pela Equação 5.39, fornece;

$$P = \frac{1}{2\pi r^2} [-m_i(z_k - z_i) + n_i(y_k - y_i)]$$

$$Q = \frac{1}{2\pi r^2} [l_i(z_k - z_i) - n_i(x_k - x_i)]$$

$$R = \frac{1}{2\pi r^2} [-l_i(y_k - y_i) + m_i(x_k - x_i)]$$

Assim, o fator de forma pode ser escrito como,

$$F_{i,k} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \left\{ \frac{1}{2\pi r^2} \oint_{C_k} \left[ [-m_i(z_k - z_i) + n_i(y_k - y_i)]dx_k + [l_i(z_k - z_i) - n_i(x_k - x_i)]dy_k + [-l_i(y_k - y_i) + m_i(x_k - x_i)]dz_k \right] \right\}$$

ou

$$F_{i,k} = \frac{1}{2\pi A_i} \left\{ \oint_{c_k} dx_k \int_{A_i} \frac{[-m_i(z_k - z_i) + n_i(y_k - y_i)]}{r^2} dA_i + \right. \\ \left. \oint_{c_k} dy_k \int_{A_i} \frac{[l_i(z_k - z_i) - n_i(x_k - x_i)]}{r^2} dA_i + \oint_{c_k} dz_k \int_{A_i} \frac{[-l_i(y_k - y_i) + m_i(x_k - x_i)]}{r^2} dA_i \right\} \quad (5.40)$$

Novamente aplicando o teorema de Stokes às integrais de área da Equação 5.40, podemos obter uma equação para o fator de forma exclusivamente em termos de integrais de linha.

Considerando inicialmente a primeira integral de área da Equação 5.40 e comparando esta com a Equação 5.38

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial y_i} - \frac{\partial Q}{\partial z_i} &= 0 \\ \frac{\partial P}{\partial z_i} - \frac{\partial R}{\partial x_i} &= -\frac{(z_k - z_i)}{r^2} \\ \frac{\partial Q}{\partial x_i} - \frac{\partial P}{\partial y_i} &= \frac{(y_k - y_i)}{r^2} \end{aligned} \right\}$$

assim, a resolução do sistema de equações diferenciais acima, dá como resultados;

$$P = \ln(r), \quad Q = R = 0$$

procedendo de forma similar com a segunda e terceira integral de área, temos

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial y_i} - \frac{\partial Q}{\partial z_i} &= \frac{(z_k - z_i)}{r^2} \\ \frac{\partial P}{\partial z_i} - \frac{\partial R}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial Q}{\partial x_i} - \frac{\partial P}{\partial y_i} &= -\frac{(x_k - x_i)}{r^2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{aligned} Q &= \ln(r), \\ P &= R = 0 \end{aligned} ; \left. \begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial y_i} - \frac{\partial Q}{\partial z_i} &= -\frac{(y_k - y_i)}{r^2} \\ \frac{\partial P}{\partial z_i} - \frac{\partial R}{\partial x_i} &= \frac{(x_k - x_i)}{r^2} \\ \frac{\partial Q}{\partial x_i} - \frac{\partial P}{\partial y_i} &= 0 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{aligned} R &= \ln(r), \\ P &= Q = 0 \end{aligned}$$

Dos resultados acima, pode-se escrever as seguintes relações

$$\int_{A_i} \frac{[-m_i(z_k - z_i) + n_i(y_k - y_i)]}{r^2} dA_i = \oint_{c_i} \ln(r) dx_i$$

$$\int_{A_i} \frac{[l_i(z_k - z_i) - n_i(x_k - x_i)]}{r^2} dA_i = \oint_{c_i} \ln(r) dy_i$$

$$\int_{A_i} \frac{[-l_i(y_k - y_i) + m_i(x_k - x_i)]}{r^2} dA_i = \oint_{c_i} \ln(r) dz_i$$

Substituindo estas últimas relações na Equação 5.40, podemos escrever uma expressão para o fator de forma exclusivamente em termos das integrais de linha das superfícies.

$$F_{i,k} = \frac{1}{2\pi A_i} \oint_{c_k} \oint_{c_i} [\ln(r) dx_i dx_k + \ln(r) dy_i dy_k + \ln(r) dz_i dz_k] \quad (5.41)$$

Apliquemos agora este método ao problema das placas paralelas. Para isto consideremos as placas da Figura 5.10, as quais são divididas em  $n$  elementos cada, e tomemos dois elementos genéricos (um de cada placa) para implementar o procedimento de cálculo. A Figura 5.11 mostra os dois elementos em questão e o sistema de coordenadas adotadas.

Na Figura 5.11 ambas as placas são iguais e estão separadas por uma distância  $b$ . A altura de cada placa é  $L$  e a sua largura é igual a  $w$ . Portanto as dimensões dos elementos  $i$  e  $k$  são; altura  $\Delta z$  e largura  $w$ . As setas desenhadas nos elementos de superfícies indicam a direção de integração para as integrais de linha. Deve-se observar que o movimento ao longo de  $C$  é a de um caminhante que tem o seu corpo na direção normal à superfície e mantém o interior desta à sua esquerda.

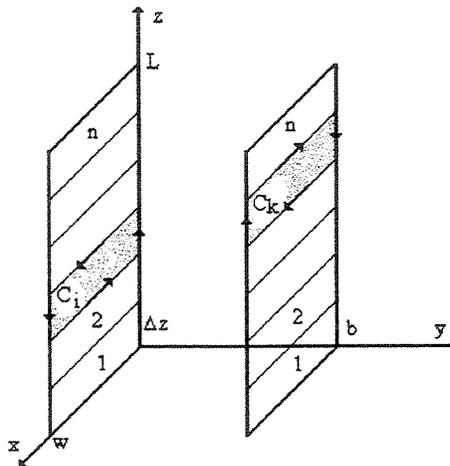


Figura 5.11. Sistema de coordenadas adotado para o cálculo de fator de forma entre dois elementos das placas (elemento  $i$  e elemento  $k$ ).

Dado que  $(y_k - y_i) = b$  é fixo, então  $r^2 = (x_k - x_i)^2 + (z_k - z_i)^2 + b^2$ , assim, fazendo uso da Equação 5.41, temos,

$$2\pi A_i F_{i,k} = \oint_{c_k} \left[ \int_{c_i} \ln \sqrt{(x_k - x_i)^2 + (z_k - z_i)^2 + b^2} dx_i \right] dx_k + \oint_{c_k} \left[ \int_{c_i} \ln \sqrt{(x_k - x_i)^2 + (z_k - z_i)^2 + b^2} dz_i \right] dz_k \quad (5.42)$$

escrevendo especificamente esta equação para os dois elementos indicados, temos

$$2\pi A_i F_{i,k} = \oint_{c_k} \left[ \int_{x_i=0}^{x_i=w} \ln \sqrt{(x_k - x_i)^2 + (z_k - i \Delta z)^2 + b^2} dx_i + \int_{x_i=w}^{x_i=0} \ln \sqrt{(x_k - x_i)^2 + (z_k - (i-1) \Delta z)^2 + b^2} dx_i \right] dx_k + \oint_{c_k} \left[ \int_{z_i=(i-1) \Delta z}^{i \Delta z} \ln \sqrt{(x_k - z_i)^2 + (z_k - z_i)^2 + b^2} dz_i + \int_{z_i=i \Delta z}^{(i-1) \Delta z} \ln \sqrt{(x_k - z_i)^2 + (z_k - z_i)^2 + b^2} dz_i \right] dz_k$$

repetindo para as integrais de linha em  $C_k$

$$2\pi A_i F_{i,k} = \int_{x_k=0}^w \int_{x_i=0}^w \ln \sqrt{(x_k - x_i)^2 + ((k-1) \Delta z - i \Delta z)^2 + b^2} dx_i dx_k + \int_{x_k=w}^0 \int_{x_i=0}^w \ln \sqrt{(x_k - x_i)^2 + (k \Delta z - i \Delta z)^2 + b^2} dx_i dx_k + \int_{x_k=0}^w \int_{x_i=w}^0 \ln \sqrt{(x_k - x_i)^2 + (k \Delta z - (i-1) \Delta z)^2 + b^2} dx_i dx_k + \int_{z_k=k \Delta z}^{(k-1) \Delta z} \int_{z_i=(i-1) \Delta z}^{i \Delta z} \ln \sqrt{(z_k - z_i)^2 + b^2} dz_i dz_k + \int_{z_k=(k-1) \Delta z}^{k \Delta z} \int_{z_i=(i-1) \Delta z}^{i \Delta z} \ln \sqrt{w^2 + (z_k - z_i)^2 + b^2} dz_i dz_k + \int_{z_k=k \Delta z}^{(k-1) \Delta z} \int_{z_i=i \Delta z}^{(i-1) \Delta z} \ln \sqrt{(-w)^2 + (z_k - z_i)^2 + b^2} dz_i dz_k + \int_{z_k=(k-1) \Delta z}^{k \Delta z} \int_{z_i=i \Delta z}^{(i-1) \Delta z} \ln \sqrt{(z_k - z_i)^2 + b^2} dz_i dz_k \quad (5.43)$$

A Equação 5.43 permite calcular o fator de forma entre dois elementos qualquer dada a posição destes e a precisão dos cálculos depende do método que será usado para avaliar as integrais. Se as integrais forem calculadas de forma exata, os resultados serão exatos já que a equação foi construída a partir da geometria do problema. Já se as integrais forem avaliadas de forma numérica a sua precisão vai depender do método empregado. Aqui foi empregado o método de integração numérica pela regra de Simpson para integrais duplas, e a precisão deste depende do número de intervalos em que é dividido o intervalo de integração.

O método foi testado para o cálculo do fator de forma entre placas paralelas e os resultados comparados com aqueles obtidos pelo uso de gráficos para a geometria correspondente. Os gráficos se encontram disponíveis em qualquer livro de transferência de calor, na parte correspondente a radiação. O erro apresentado na Tabela 5.1, foi calculado com base na

comparação com os valores obtidos através do gráfico, de acordo com a equação no fim da tabela. Estes não devem ser interpretados exatamente como erros absolutos dado que a própria leitura dos gráficos apresenta erros inerentes ao processo de leitura. Pelos resultados da tabela vemos que está permite calcular os fatores de forma para a geometria descrita com boa precisão.

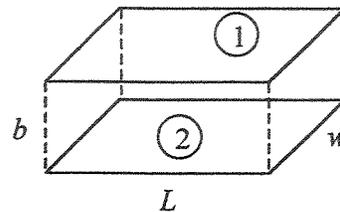


Figura 5.12 Geometria usada para testar o método.

Tabela 5.1 Fator de forma  $F_{1,2}$

$L$	$w/L$	$b/L$	Gráfico	Equação (5.43)	Erro(%)
1	0,2	0,4	0,025	0,024	4
1	20	0,1	0,05	0,048	4
1	10	2	0,59	0,57	3,3
1	4	1	0,35	0,35	-----

$$erro = \left| \frac{F_{1,2 \text{ equação}} - F_{1,2 \text{ gráfico}}}{F_{1,2 \text{ gráfico}}} \right| \times 100$$

Considerando agora as duas placas da Figura 5.12 com as seguintes dimensões; altura ( $L$ ) igual a 1 m e largura ( $w$ ) igual a 0,6 m como mostra a Figura 5.12. As placas estão separadas por uma distância ( $b$ ) e vamos a calcular o fator da placa 1 para a placa 2 em função da distância entre estas.

A Tabela 5.2 mostra o desvio da geometria estudada em relação ao tratamento como placas paralelas infinitas. Pode-se ver que para as dimensões das placas (1,0 m  $\times$  0,6 m) separadas por uma distância de 3 mm o desvio é de 0,5 % de modo que estas podem ser assumidas como placas paralelas infinitas de um ponto de vista da troca de radiação térmica. Mesmo quando a distância entre elas alcança os 20 mm uma aproximação como placas infinitas não deve causar muito erro já que o desvio é de aproximadamente 5%.

Tabela 5.2 Fator de forma em função da distância entre as placas para a geometria e dimensões especificadas

$b$ [mm]	$F_{1,2}$	$\left  \frac{F_{1,2} - F_{1,2}^*}{F_{1,2}^*} \right  \times 100$
2	0,995	0,5
3	0,992	0,8
4	0,990	1,0
5	0,987	1,3
10	0,974	2,6
15	0,961	3,9
20	0,947	5,1

### 5.6 Resultados e conclusões parciais

Inicialmente foi feito um teste de malha para verificar como esta influencia nos cálculos e desta maneira otimizar o tempo computacional. A janela simulada é formada por duas placas de vidro com 8 mm de espessura cada e separadas por uma distância de 3mm. A altura da janela é de 1m e a sua largura de 0,6 m. A vazão mássica por unidade de largura ( $w$ ) da janela empregada para o teste de malha foi de  $5,4 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ . As Figuras 5.13 à 5.15 mostram a sua influência sobre a temperatura na altura média da janela para os vidros externos, fluido entre as placas e vidro interno respetivamente. Pelas figuras podemos ver que a maior influência se dá no perfil de temperatura do fluido e observa-se que uma malha de 20 pontos já é suficiente para a simulação numérica.

Uma vez definida a melhor malha, foram simulados diversos casos para a mesma configuração geométrica descrita acima, variando a vazão mássica de fluido de modo a verificar o seu efeito no desempenho da janela ventilada. Estas vazões são calculadas por unidade de largura da placa de vidro (ou aqui denominada profundidade do canal). Foram simulados casos para vazões variando de  $1,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$  até  $7,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ .

Na Figura 5.16 mostra-se a variação da temperatura dos vidros externo, interno e fluido no canal, na altura média da janela para uma vazão de  $1,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ . Na mesma figura mostra-se a variação da temperatura do ambiente externo com o horário solar. Na Figura 5.17 são

mostradas as mesmas curvas para uma vazão de  $7,2 \times 10^{-3}$  kg/s/m. Em ambas figuras, a temperatura da placa de vidro interna é sensivelmente menor que a temperatura da placa de vidro externa.

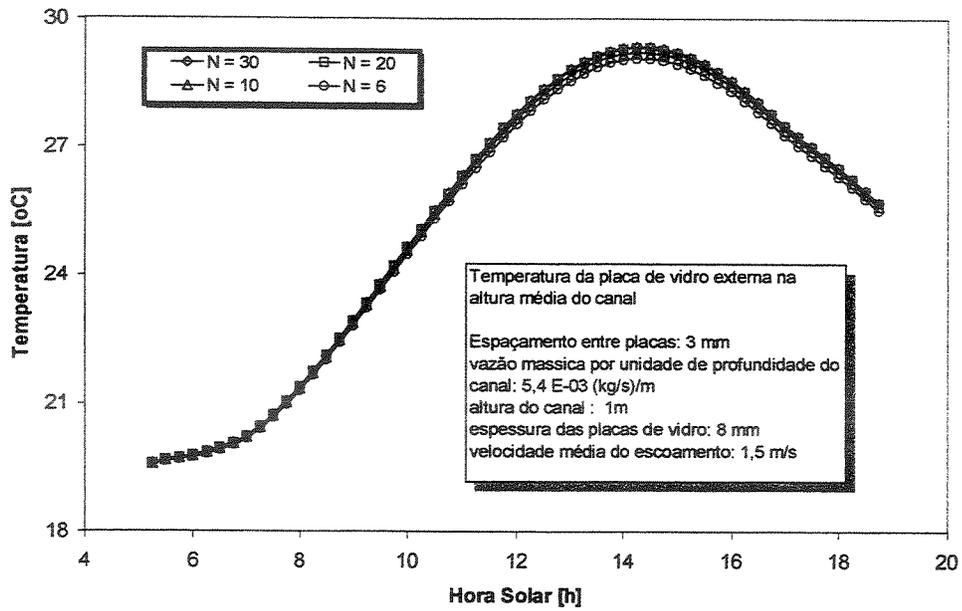


Figura 5.13 Temperatura na altura média da janela para vidro externo em função da malha empregada.

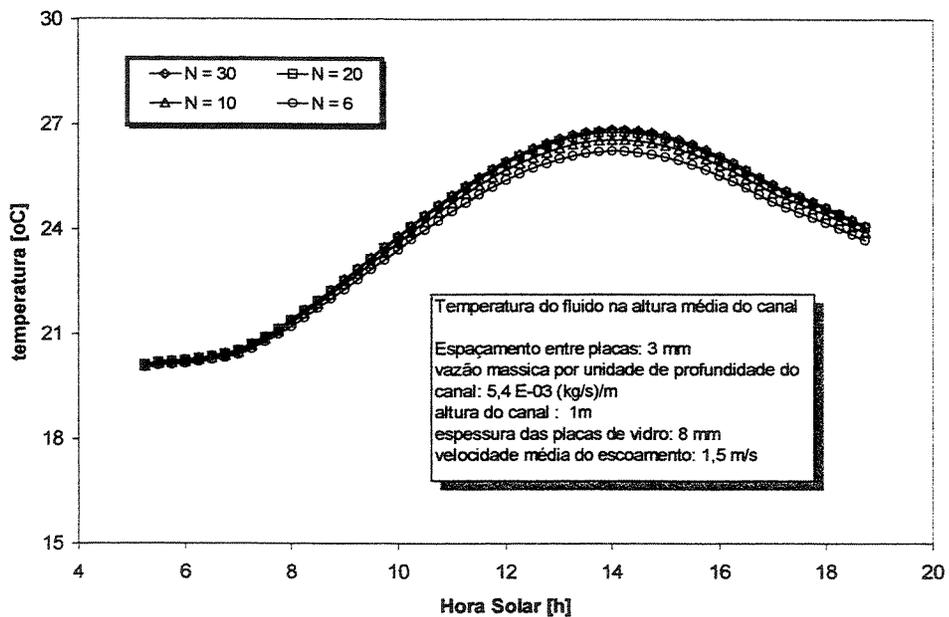


Figura 5.14 Temperatura na altura média da janela para o fluido em função da malha empregada.

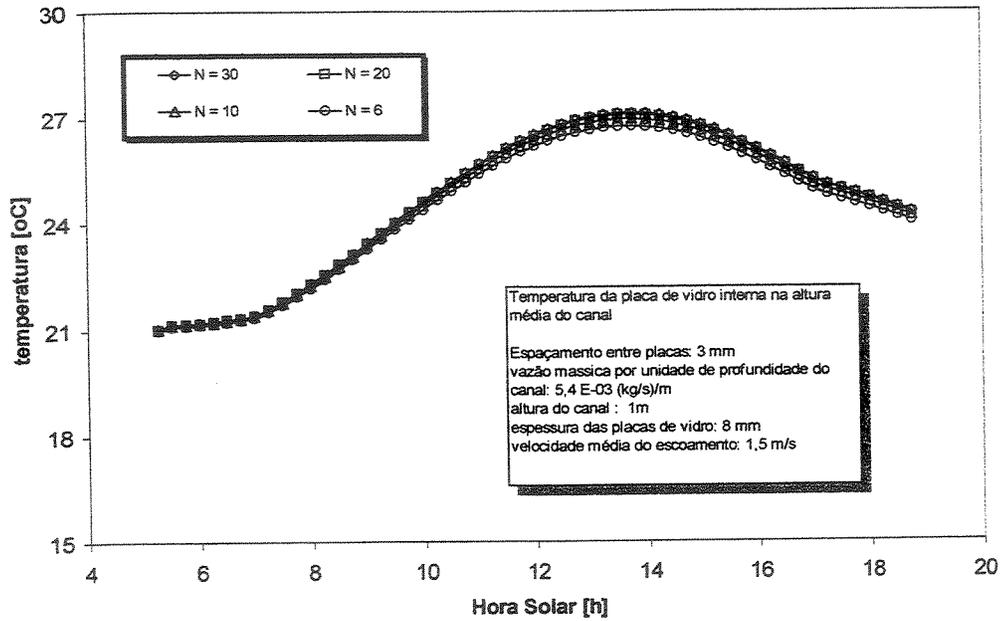


Figura 5.15 Temperatura na altura média da janela para o vidro interno em função da malha empregada.

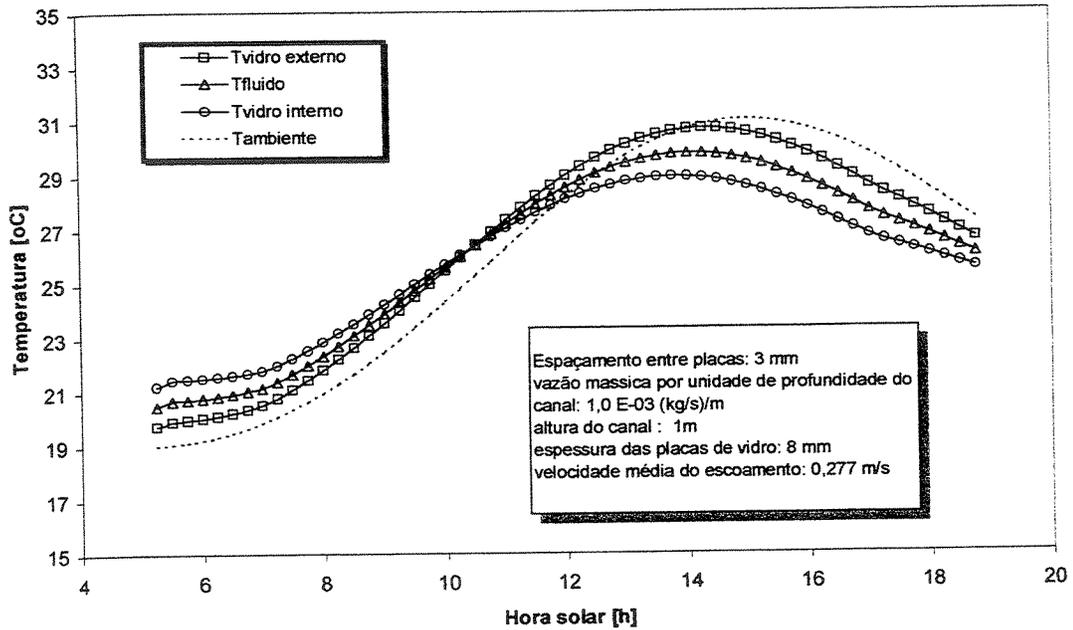


Figura 5.16 Variação da temperatura para uma vazão de  $1,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$

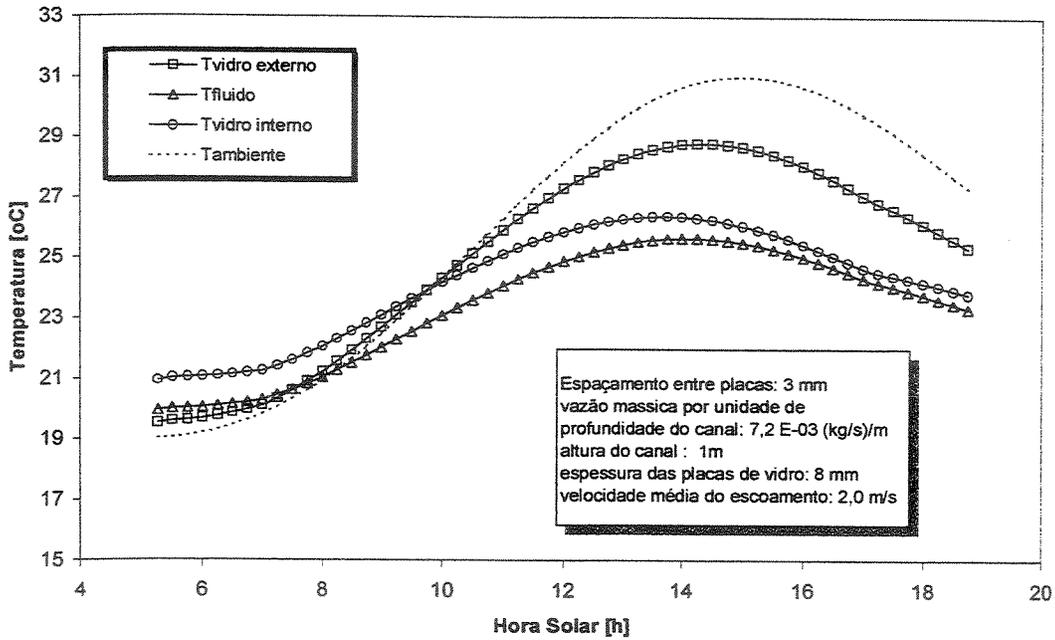


Figura 5.17 Variação da temperatura para uma vazão de  $7,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$

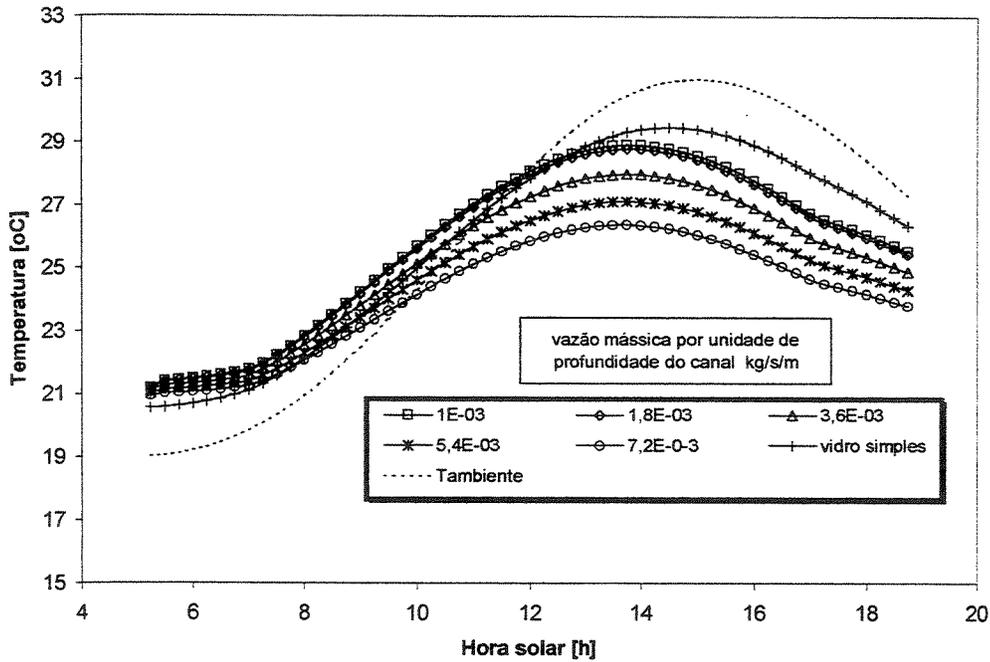


Figura 5.18 Efeito da vazão sobre a temperatura do vidro interno da janela.

A Figura 5.18 mostra o efeito da vazão sobre a temperatura da placa de vidro interna na altura média do canal. Verifica-se que o aumento da vazão provoca uma diminuição no campo de temperatura da placa de vidro interno da janela, isto deve proporcionalmente diminuir o ganho de

calor total para o interior do ambiente. Este último efeito é mostrado na Figura 5.19. Na Figura 5.18 também é mostrada uma curva de temperatura para uma placa de vidro simples. Comparando-se as curvas podemos ver que a janela ventilada apresenta melhor performance que a janela de vidro simples.

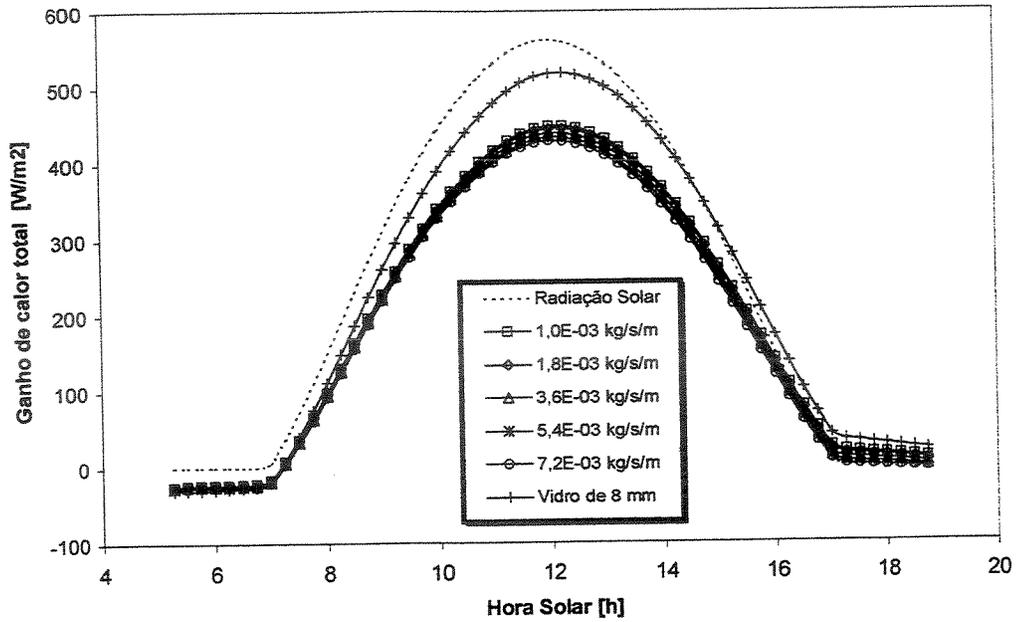


Figura 5.19 Ganho de calor total em função da hora solar.

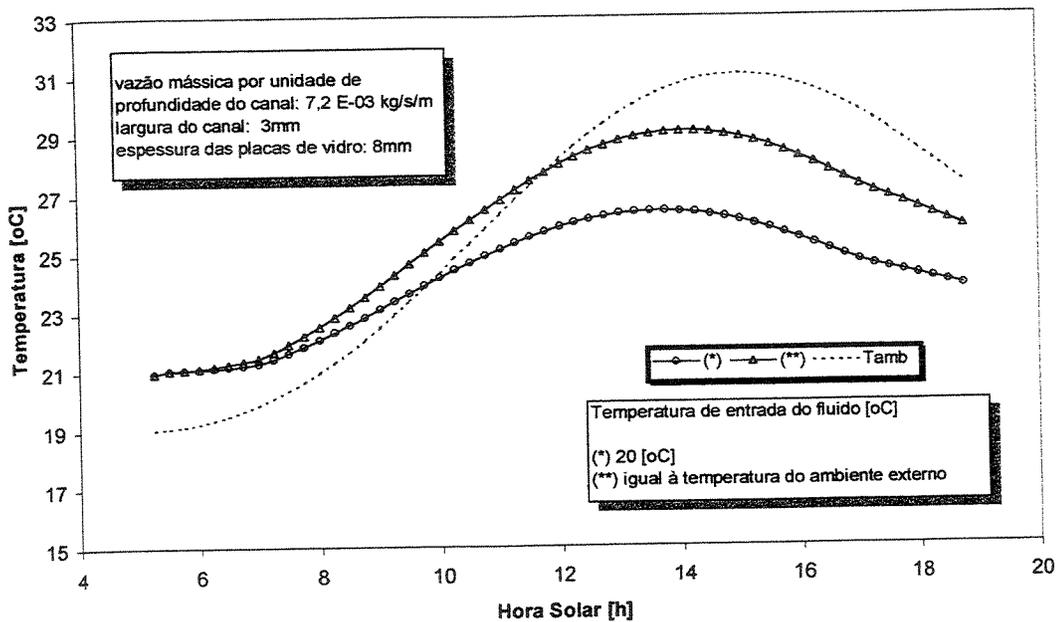


Figura 5.20 Efeito da temperatura de entrada do fluido sobre a temperatura do vidro interno.

A temperatura de entrada do fluido no canal foi assumida para todas as simulações como sendo igual a 20° C. Para verificar o efeito da temperatura na entrada do canal, foi simulado um caso onde a temperatura do fluido varia conforme a temperatura do ar no ambiente externo. Isto é como se o fluido que circula pelo canal fosse captado diretamente do ambiente externo. A Figura 5.20 mostra este efeito, e verifica-se que o desempenho da janela cai para este caso.

O ganho de calor devido à presença de radiação solar incidente pode ser calculado, a partir do método descrito no item 3.5 do Capítulo 3 do presente trabalho, para cada uma das condições de vazão. As Figuras 5.21 e 5.22 mostram curvas de ganho de calor solar com e sem a presença de radiação solar para duas vazões diferentes ( $1,0 \times 10^{-3}$  [kg/s/m] e  $7,2 \times 10^{-3}$  [kg/s/m]). Em ambas figuras mostra-se que o ganho de calor devido à presença de radiação solar incidente é muito maior que o ganho de calor devido à diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo.

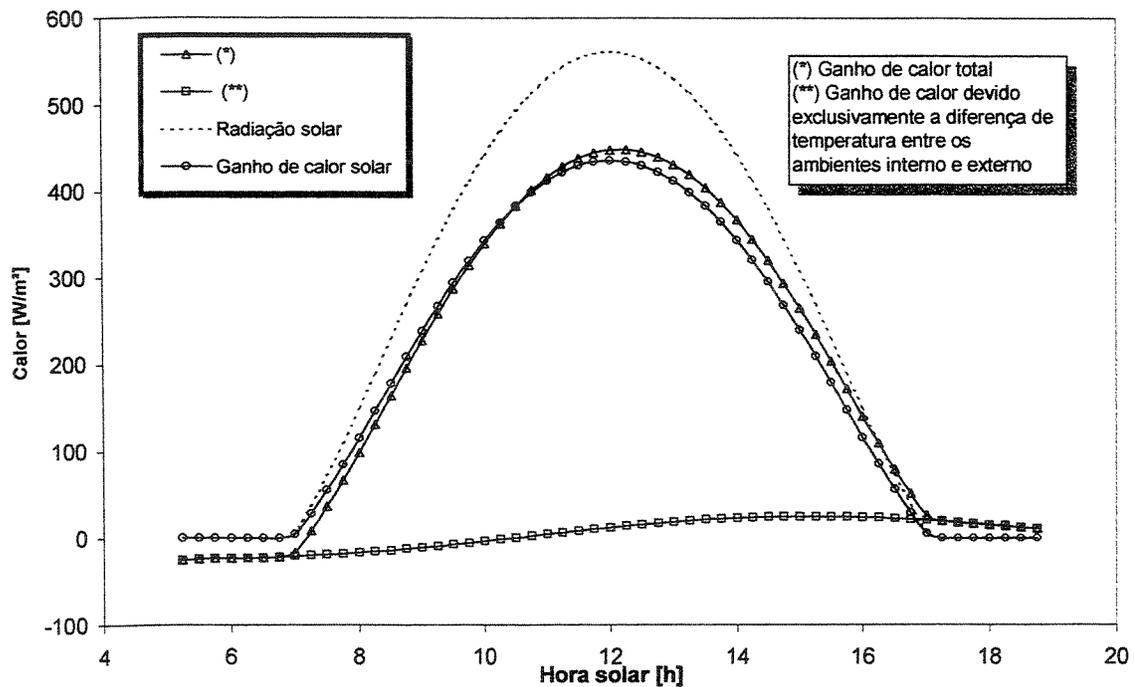


Figura 5.21 Comparação entre o calor ganho devido à presença ou não de radiação solar incidente  $1,0 \times 10^{-3}$  [kg/s/m]

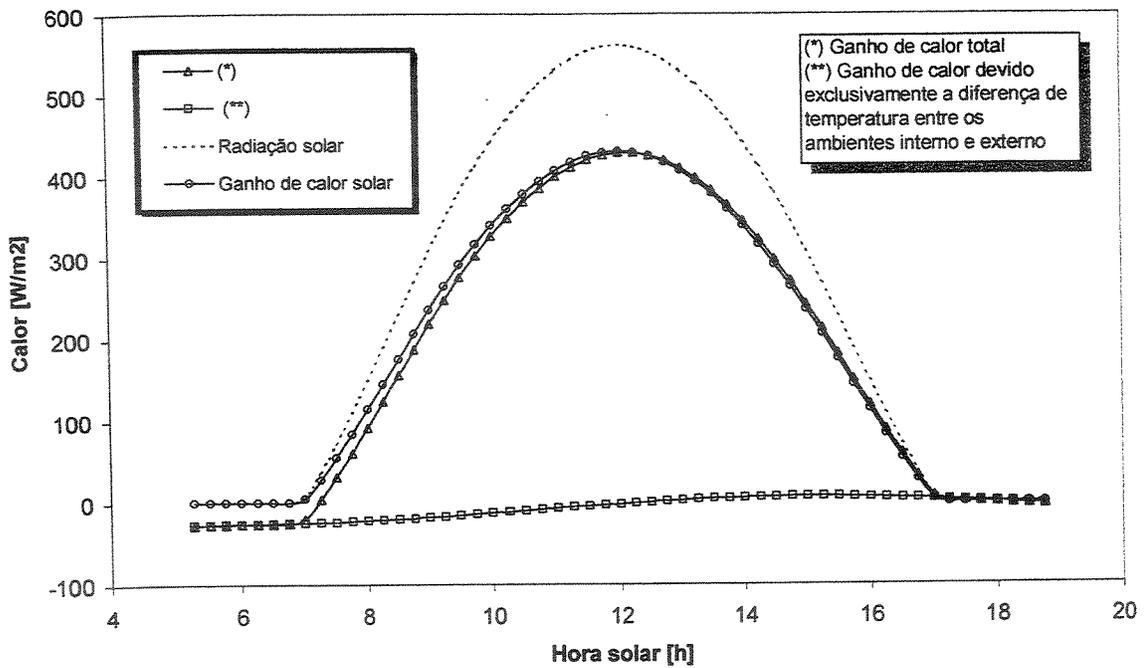


Figura 5.22 Comparação entre o calor ganho devido à presença ou não de radiação solar incidente, vazão de  $7,2 \times 10^{-3}$  [kg/s/m].

Tabela 5.3 Valores de  $F$ ,  $SC$  e  $U$  para janelas ventiladas por convecção forçada.

Configuração		Coefficiente de ganho de calor solar (F)	Coefficiente Global de Transferência de Calor $U$ [W/m <sup>2</sup> °C]	Coefficiente de Sombreamento SC
Janela Ventilada Vazão [kg/s/m]	$1,0 \times 10^{-3}$	0,779	4,01	0,855
	$1,8 \times 10^{-3}$	0,776	3,76	0,852
	$3,6 \times 10^{-3}$	0,769	3,22	0,844
	$5,4 \times 10^{-3}$	0,765	2,74	0,840
	$7,2 \times 10^{-3}$	0,762	2,35	0,836
Janela de vidro simples 8 mm		0,89	6,03	0,978

O coeficiente de ganho de calor solar  $F$ , definido no item 3.5 do Capítulo 3, foi calculado para cada instante de tempo e integrado dentro do período em que há radiação solar incidente sobre a janela. A Tabela 5.3 mostra um resumo dos cálculos em função das vazões. A modo de comparação é mostrado o valor de  $F$  para uma janela de vidro simples. Para o cálculo do coeficiente de sombreamento ( $SC$ ) é necessário dividir o coeficiente de ganho de calor solar da janela em estudo pelo coeficiente de ganho de calor solar de uma janela considerada padrão. O valor de  $F_{\text{padrão}}$  aqui utilizado para normalizar os valores de  $F$  é aquele calculado para uma janela de vidro simples de 3mm no Capítulo 4 do presente trabalho.

Com o objetivo de verificar a importância da troca térmica por radiação (comprimento de onda longa) entre as superfícies que formam o canal foram simulados alguns casos não se levando em conta este modo de transferência de calor. Os resultados foram comparados com casos similares, simulados sob as mesmas condições e considerando a troca de radiação infravermelha entre as placas. As comparações são realizadas tomando como base a variação da temperatura com o tempo do vidro externo, fluido no canal e vidro interno. Nas Figuras 5.23 à 5.25 mostram-se resultados destas comparações. Na Figura 5.23 mostra-se a variação da temperatura com o tempo para o vidro externo num ponto correspondente à altura média do canal. Desta figura observa-se que desconsiderar a troca térmica radiativa entre as placas resulta numa temperatura da placa externa levemente superior quando comparada ao caso em que esta troca é computada. No entanto, essa diferença de temperatura é relativamente pequena e fica em torno de  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para o caso da temperatura do fluido no canal, a Figura 5.24 mostra a variação deste numa posição correspondente à altura média do canal. Analogamente ao caso do vidro externo, a temperatura do fluido também é maior para o caso em que se desconsidera a troca térmica radiativa entre as placas. Neste caso a diferença de temperatura é da ordem de  $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Analisando agora o efeito sobre o vidro interno, observa-se da Figura 5.25 que num primeiro instante de tempo (de aproximadamente 5 horas solar até 11 horas solar) a temperatura para o caso sem radiação é maior que para o caso em que a troca radiativa é considerada. Num segundo instante de tempo que vá das (13 horas solar até as 18 horas) o processo se inverte, registrando-se uma temperatura maior para o caso em que a troca de radiação térmica entre placas é computada. Em ambas as situações a diferença de temperatura não ultrapassa  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Das curvas nas Figuras 5.23 à 5.25 e dos valores das diferenças de temperatura concluiu-se que a inclusão ou não das

trocas térmicas radiativas no modelo matemático do problema em estudo não provoca grandes diferenças nos resultados obtidos. Isto é particularmente interessante do ponto de vista computacional já que a inclusão do modelo de troca de calor radiativo, descrito no item 5.5 do presente capítulo, resulta num tempo adicional de computação (que poderá ser grande dependendo da grade numérica empregada) para obter as soluções numéricas. Duas observações são importantes aqui. Primeiro, as conclusões aqui obtidas são válidas para valores de temperaturas das placas que formam o canal, próximo da temperatura ambiente. É possível que em temperaturas de ordem maior esta conclusão não seja mais válida. Segundo, todos os resultados obtidos no presente capítulo, com exceção de aqueles referentes às Figuras 5.23 a 5.25, foram obtidos levando-se em conta o efeito da troca de radiação térmica entre as paredes do canal.

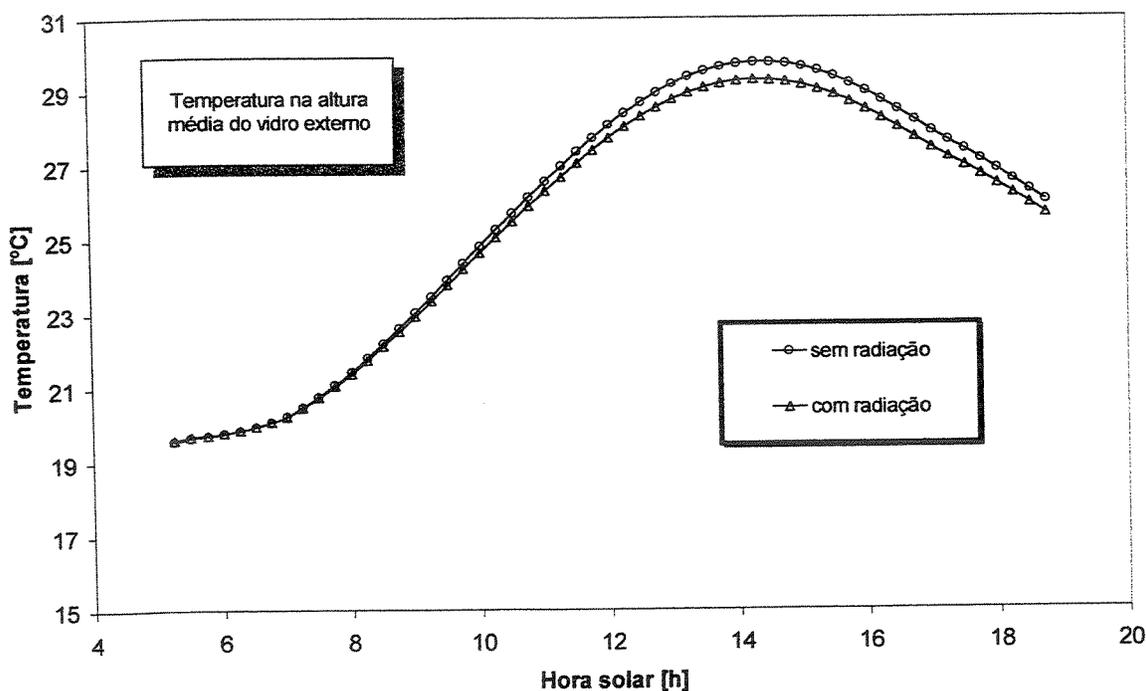


Figura 5.23 Variação da temperatura do vidro externo na altura média do canal com e sem troca de calor por radiação térmica entre placas.

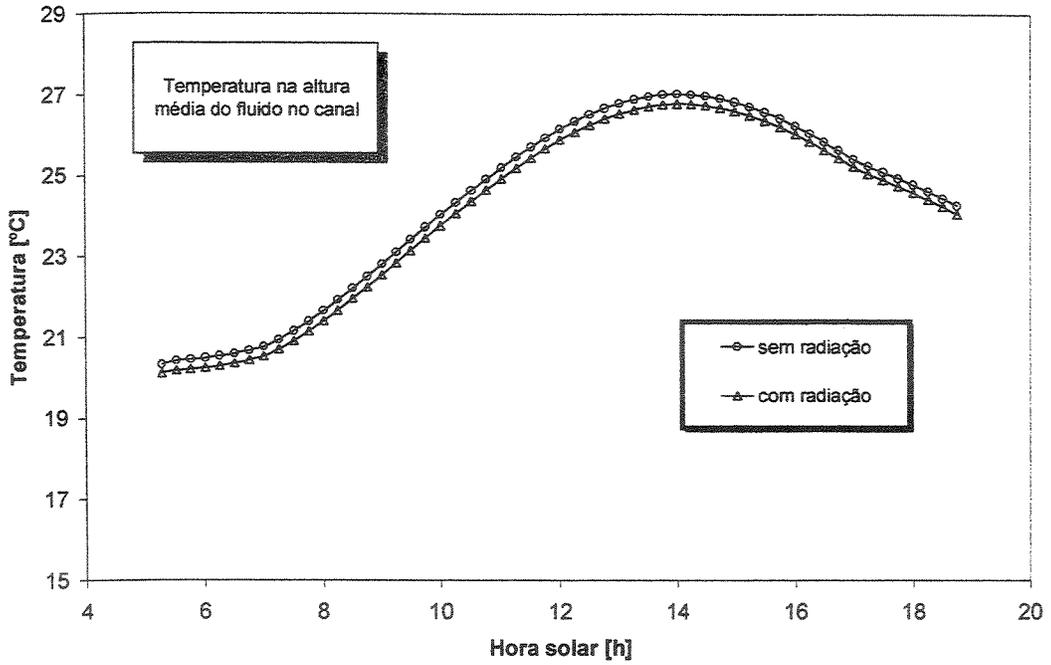


Figura 5.24 Variação da temperatura do fluido na altura média do canal com e sem troca de calor por radiação térmica entre placas.

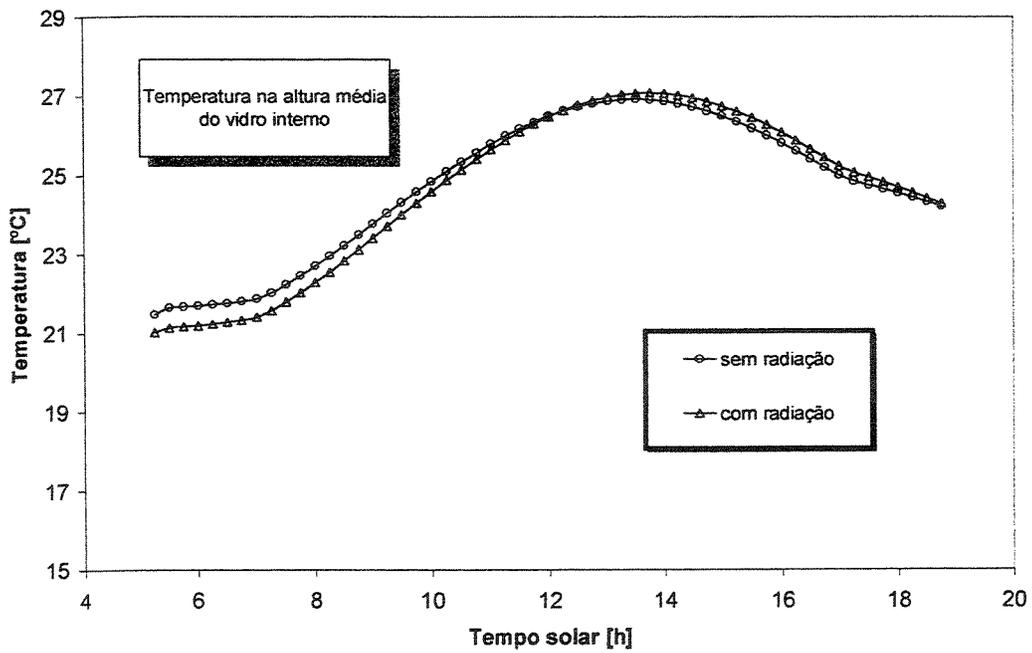


Figura 5.25 Variação da temperatura do vidro interno na altura média do canal com e sem troca de calor por radiação térmica entre placas.

## Capítulo 6

### Escoamento natural numa janela ventilada: modelo completo

#### 6.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados o modelo matemático, a simulação numérica e resultados de um estudo sobre uma janela de vidro duplo ventilada. Esta janela é basicamente composta de duas placas de vidro com as mesmas propriedades óticas e termofísicas formando um canal por onde pode circular ar. A radiação solar incidente sobre a janela atua como uma fonte de aquecimento das paredes do canal e como resultado da transferência de calor o ar entre as placas também se aquece. Este aumento na temperatura do ar deve provocar mudanças na densidade que por sua vez produz forças de empuxo responsáveis pela movimentação ascendente do ar no canal, considerando-se que a temperatura de entrada do fluido seja menor que a temperatura das paredes. A construção do modelo baseia-se nas equações fundamentais da conservação da energia, conservação da massa e quantidade de movimento, considerando condições de contorno complexas que variam com o tempo, tais como, a radiação solar incidente e temperatura do ambiente externo. O modelo é tratado como bidimensional e transitório, resolvendo-se as equações fundamentais para o domínio formado pelas placas de vidro e o escoamento no canal. Uma vez estabelecido o modelo matemático a simulação numérica é implementada em Fortran 90 baseado no método de diferenças finitas.

Resultados dos campos de temperatura no canal e nas placas de vidro e campos de velocidade no canal são determinados com o modelo para diferentes espaçamentos entre as placas

de vidros. Também são calculados parâmetros de desempenho, como o coeficiente de ganho de calor solar e o coeficiente de sombreamento, de modo a caracterizar a eficiência do sistema.

## 6.2 Modelo matemático

Problemas de convecção natural demandam a solução simultânea das equações de conservação de energia, quantidade de movimento e conservação da massa (continuidade). Essas equações básicas serão aplicadas ao problema que motiva este estudo, considerando-se algumas simplificações decorrentes das características do escoamento presente e da geometria do problema.

Basicamente o problema a ser tratado aqui pode ser descrito como um problema de escoamento por convecção natural num canal de placas paralelas aquecido assimetricamente como mostra a Figura 6.1. O aquecimento do sistema é fruto da radiação solar e da troca de calor por convecção e radiação entre as placas e o meio ambiente interno e externo. O fluido (neste caso ar) entra no canal pela base a uma temperatura igual ou inferior à temperatura do ambiente interno e escoar no sentido ascendente devido a forças de empuxo provocadas pelo aquecimento do fluido no canal. Uma região adiabática na entrada e na saída do canal é adicionada à geometria do problema de modo a poder caracterizar bem as condições de contorno para as equações governantes.

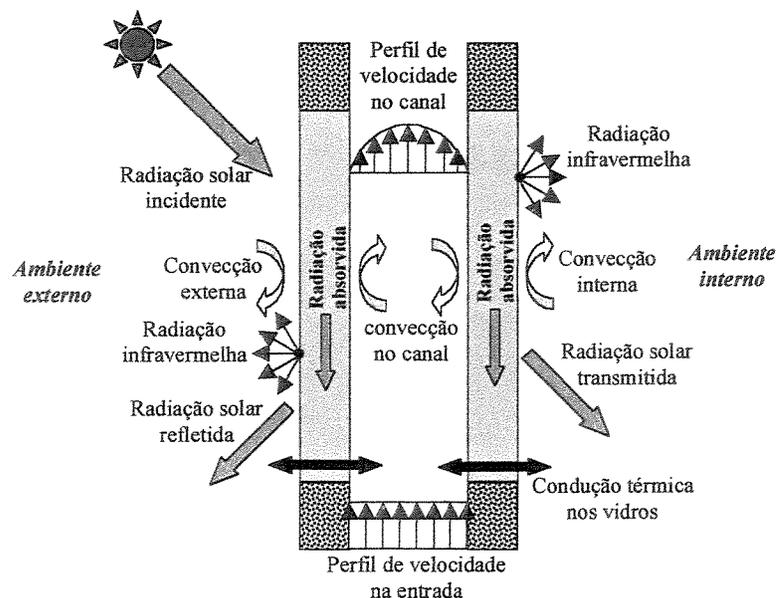


Figura 6.1 Esquema de uma janela ventilada por convecção natural.

De acordo com as descrições acima, o problema será tratado como sendo bidimensional e transitório. O escoamento será admitido como sendo no regime laminar e incompressível, ou seja, a densidade do fluido  $\rho$  é considerada constante, exceto para o termo de empuxo para o qual aplica-se a aproximação de Boussinesq. Forças de campo, que agem sobre a massa de fluido como um todo, serão admitidas como devidas somente à força de gravidade, atuando na direção vertical e para baixo. Na equação da energia considera-se que a dissipação viscosa e o trabalho de compressão são desprezíveis. Todas as propriedades termofísicas serão consideradas constantes, naturalmente com exceção da densidade no termo de empuxo.

### ***Conservação de Massa ou Equação da Continuidade.***

Na ausência de fontes ou sorvedouros de massa, a massa de fluido que entra no sistema deve sair deste. Das hipóteses adotadas e considerando que o problema será tratado como incompressível, a equação da conservação da massa escrita na forma bidimensional é dada pela Equação 6.1.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (6.1)$$

onde  $u$  e  $v$  são as componentes de velocidade do fluido nas direções  $x$  e  $y$  respetivamente.

### ***Equações da Quantidade de Movimento.***

As equações da quantidade de movimento são obtidas pela aplicação da segunda lei de Newton a um elemento de fluido, de modo que estas resultam de um balanço entre a taxa de variação temporal da quantidade de movimento de um elemento de fluido e das forças atuando sobre este mesmo elemento. Estas equações do movimento, escritas na sua forma diferencial, são conhecidas como equações de Navier-Stokes. Em se tratando de um problema bidimensional, escreveremos as equações correspondentes a cada uma das direções e na forma conservativa.

#### **Equação da Quantidade de movimento em x:**

considerando o eixo  $x$  na direção vertical e alinhado com a direção principal do escoamento, uma força de massa atuando no sentido negativo do eixo aparecerá na Equação 6.2.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - g \quad (6.2)$$

**Equação da Quantidade de movimento em y:**

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (6.3)$$

Conforme Jaluria e Torrance(1986), nas Equações 6.2 e 6.3 o termo de pressão pode ser descomposto em duas parcelas; uma parcela correspondendo à pressão hidrostática ( $p_h$ ) e outra devido à contribuição do movimento do fluido ( $p_m$ ). A pressão estática pode ser escrita, para uma dada posição  $x$  na direção vertical do canal, como  $p_h = -\rho_\infty g x$ .

$$p = p_m - \rho_\infty g x \quad (6.4)$$

diferenciando a Equação 6.4 nas direções  $x$  e  $y$ , obtemos

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p_m}{\partial x} - \rho_\infty g \quad (6.5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial p_m}{\partial y} \quad (6.6)$$

substituindo nas equações da quantidade de movimento, Equações 6.2 e 6.3.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_m}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - g \left( \frac{\rho - \rho_\infty}{\rho} \right) \quad (6.7)$$

e

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_m}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (6.8)$$

Uma importante aproximação empregada em problemas onde a convecção natural está presente é a aproximação de Boussinesq, a qual assume uma dependência linear da densidade com a temperatura e despreza a variação de densidade na equação da continuidade.

Fazendo uso da equação de estado que relaciona a densidade com a pressão e temperatura  $\rho = \rho(T, p)$ , e expandindo esta através de uma serie de Taylor em torno de um valor de referência que pode ser o próprio ambiente  $\rho_\infty = \rho(T_\infty, p_\infty)$ , nos obtemos

$$\rho \cong \rho_\infty + \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p (T - T_\infty) + \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T (p - p_\infty) + \dots \quad (6.9)$$

Em problemas de convecção natural constata-se que a densidade (ou massa específica) não varia significativamente com a pressão, mas, apresenta uma variação considerável com a temperatura. Baseado nesta característica, os termos na Equação 6.9 correspondentes à variação da densidade com a pressão podem ser desprezados e assim a equação é transformada, levando-se em conta somente a variação com a temperatura. Embora este problema possa ser definido, no sentido rigoroso, como escoamento compressível, a formulação incompressível pode ser perfeitamente aplicável (Maliska, 1995).

$$\rho \cong \rho_\infty + \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p (T - T_\infty) + \dots \quad (6.10)$$

Ainda, a Equação 6.10 pode ser rescrita utilizando a definição do coeficiente de expansão volumétrica que é definido como segue

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (6.11)$$

Para um gás ideal  $\beta$  pode ser escrito como sendo igual ao inverso do valor absoluto da temperatura ( $1/T$ ), com  $T$  expresso em graus Kelvin (K) ou Rankine (R). Assim a Equação 6.10 pode ser modificada e transformada na Equação 6.12.

$$\rho - \rho_\infty \cong -\rho\beta(T - T_\infty) + \dots \quad (6.12)$$

Considerando somente o primeiro termo da série na Equação 6.12 e substituindo na Equação 6.7, obtemos a Equação 6.13 que representa a equação da quantidade de movimento na direção  $x$  escrita conforme a aproximação Boussinesq. O último termo no lado direito desta equação é o responsável pelo movimento ascendente do fluido no canal

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_m}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta(T - T_\infty) \quad (6.13)$$

### ***Equação da Conservação da Energia***

Desprezando o trabalho de compressão e a dissipação viscosa, a equação da energia na sua forma conservativa, transitória e bidimensional pode ser escrita como segue,

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(uT) + \frac{\partial}{\partial y}(vT) = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho c} \frac{\partial I}{\partial y} \quad (6.14)$$

O termo fonte ( $-\partial I/\partial y$ ) que aparece na equação da energia será utilizado para computar a absorção de radiação solar nas placas de vidro que formam o canal e pode ser escrita em função da atenuação da radiação ao longo do caminho percorrido pelo raio através das placas. Quando a equação da energia é aplicada à região do escoamento, o termo fonte  $-\partial I/\partial y$  será nulo uma vez que o ar escoando entre as placas não absorve radiação solar e portanto comporta-se como sendo completamente transparente a esta radiação. Devemos destacar aqui que o modelo não considera a troca de calor por radiação de onda longa (infravermelha) entre as placas. Incluindo-se este modo de transferência de calor aumenta-se, e em muito, o tempo gasto computacionalmente para realizar a simulação. Além disso, no Capítulo 5 foi feito um teste para verificar o grau de importância de se incluir esta troca térmica no modelo, e como a sua exclusão afeta os resultados. A conclusão foi de que os resultados não são grandemente afetados quando deixamos de fora este modo de transferência de calor entre as placas do canal.

Assim, as Equações 6.1, 6.8, 6.13 e 6.14 conformam um conjunto de equações fundamentais que devem ser resolvidas para determinar os campos de velocidade e temperatura do sistema em estudo. Verifica-se que a equação da quantidade de movimento na direção  $x$ ,

Equação 6.13, é dependente do campo de temperatura, e por sua vez, a equação da energia, quando aplicada ao domínio correspondente ao fluido no canal, depende dos campos de velocidade que devem ser obtidos das equações da quantidade de movimento. Esta dependência exige uma solução simultânea do conjunto de equações que governam o problema.

As equações do movimento devem ser resolvidas num domínio correspondente ao fluido no canal e que é limitado pelas placas de vidro. Já a equação da energia deve ser aplicada tanto à região do fluido quanto à região interna das placas de vidro. Deve-se destacar aqui que a forma escrita da equação da energia, Equação 6.14, é válida tanto para a região do fluido no canal como para a região sólida (placas de vidro), bastando para isso considerar nulas as velocidades  $u$  e  $v$  nos termos referentes ao transporte convectivo no lado esquerdo da equação.

Junto com a descrição das equações governantes, deve-se estabelecer as condições de contorno do problema, assim como também as condições iniciais se tratando de um problema de valor inicial. A Figura 6.2 mostra o domínio onde serão aplicadas e resolvidas as equações. Deste ponto em diante, omitiremos o subscrito  $m$  no termo de pressão nas equações da quantidade de movimento.

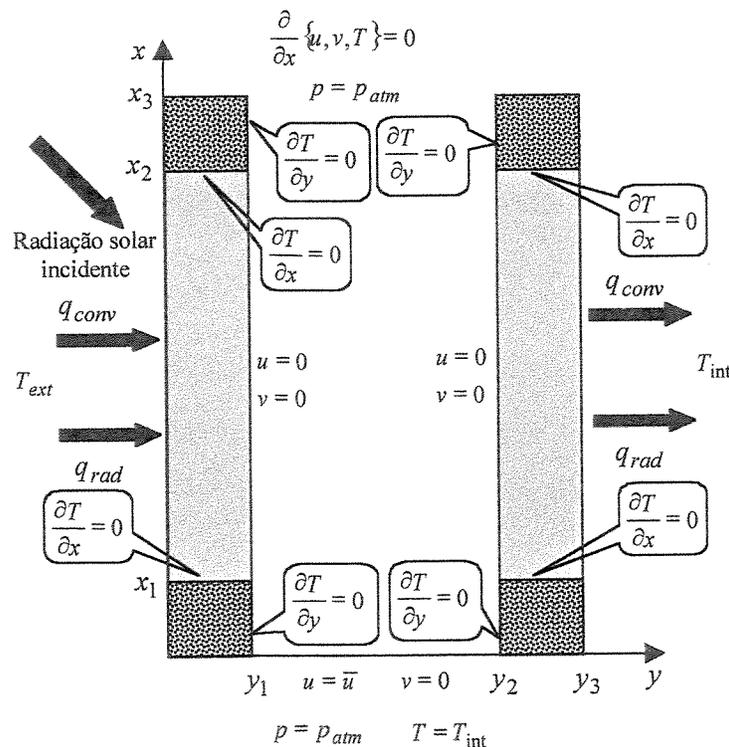


Figura 6.2 Domínio relativo às placas de vidro, canal e trechos adiabáticos no sistema.

### *Condições de contorno*

As condições de contorno do problema serão estabelecidas de acordo com a Figura 6.2 e dadas em termos das componentes de velocidade  $u$  e  $v$  para as equações da quantidade de movimento e em termos de temperatura ou fluxo de calor para a equação da conservação de energia. Adicionalmente, condições de contorno de pressão serão estabelecidas uma vez que o método de resolução do sistema de equações governantes requer resolver uma equação tipo Poisson para a pressão, obtida da satisfação da conservação de massa (este procedimento será descrito com mais detalhe no item 6.3.3 sobre a resolução do sistema de equações discreta).

Inicialmente serão descritas as condições de contorno referentes às equações da quantidade de movimento e dadas sobre as componentes de velocidade e pressão. O domínio para a aplicação destas equações situa-se no canal limitado pelas placas de vidros e pelos trechos adiabáticos nas extremidades do canal.

➤ Superfícies internas das paredes do canal (interface entre parede e fluido)

Uma condição de não deslizamento é aplicada as velocidades na fronteira entre o fluido e as paredes do canal. Esta condição reflete o fato do fluido, imediatamente adjacente à superfície das paredes, estar em repouso devido às forças tangenciais.

$$u = v = 0 \text{ em } y = y_1 \text{ e } 0 \leq x \leq x_3 \quad (6.15)$$

$$u = v = 0 \text{ em } y = y_2 \text{ e } 0 \leq x \leq x_3 \quad (6.16)$$

➤ Entrada do canal

Na entrada do canal a velocidade na direção  $x$  será assumida como sendo uniforme e igual a velocidade média do tempo anterior. Por sua vez, a velocidade na direção  $y$  deverá ser nula uma vez que o perfil de velocidade na entrada é uniforme.

$$u = \bar{u}, v = 0 \text{ em } x = 0 \text{ e } y_1 \leq y \leq y_2 \quad (6.17)$$

A condição para a pressão na entrada do canal pode ser obtida via aplicação da equação de Bernoulli ( $p - p_{atm} = -0,5\rho\bar{u}^2$ ) ou considerando a pressão na entrada

igual à pressão atmosférica como é feito na maioria dos trabalhos sobre convecção natural em canais. Baseado na experiência de Marcondes e Maliska(1991), que tiveram problemas de convergência quando prescreveram a pressão através da equação de Bernoulli, adotaremos a segunda opção. Assim.

$$p = p_{atm}, \text{ em } x = 0 \text{ e } y_1 \leq y \leq y_2 \quad (6.18)$$

➤ Saída do canal

Na saída do canal assume-se que o escoamento está completamente desenvolvido e portanto não haverá nenhuma variação de velocidade  $u$  na direção  $x$ . Adota-se uma condição similar para a velocidade  $v$ . Assume-se também que a pressão na saída do canal é igual à pressão atmosférica.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \text{ e } p = p_{atm} \text{ em } x = x_3, \quad y_1 \leq y \leq y_2 \quad (6.19)$$

A seguir serão descritas as condições de contorno para a equação da energia, considerando que o domínio válido para a aplicação desta equação é formado pelo fluido no canal e pelas placas de vidro.

➤ Superfície em contato com o ambiente externo

A condição de contorno aqui é de fluxo de calor produto da transferência de calor por radiação (infravermelha) e convecção entre a superfície da placa de vidro e o ar externo. A equação de balanço de energia nesta superfície resulta na seguinte relação, válida para  $y = 0$  e  $x_1 \leq x \leq x_2$ .

$$q_{y=0} = -k_v \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = h_{ext} (T_{ext} - T_{y=0}) + \sigma \varepsilon (T_{ext}^4 - T_{y=0}^4) \quad (6.20)$$

A temperatura externa ( $T_{ext}$ ) na Equação 6.20 representa uma função no tempo e é obtida do modelo descrito no item 3.3.2 do Capítulo 3. O fluxo de calor resultante da

radiação solar incidente sobre as placas de vidro é computado pela absorção ao longo do caminho percorrido através das placas de vidro e distribuída em toda a extensão das placas e por tanto não entra como condição de contorno. A radiação solar incidente também varia como uma função do tempo e é descrita no item 3.3.1 do mesmo capítulo.

➤ Superfície em contato com o ambiente interno

De modo semelhante ao caso anterior, esta superfície troca calor por convecção e radiação com o ar no ambiente interno. Assim, a equação para o fluxo de calor (saindo ou entrando) pode ser escrita como segue, sendo válida para  $y = y_3$  e  $x_1 \leq x \leq x_2$ .

$$q_{y=y_3} = -k_v \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=y_3} = h_{\text{int}} (T_{y=y_3} - T_{\text{int}}) + \sigma \varepsilon (T_{y=y_3}^4 - T_{\text{int}}^4) \quad (6.21)$$

➤ Região adiabática dentro do canal

Na entrada e saída do canal existe uma região considerada adiabática e a condição de contorno é dada como segue,

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ em } y = y_1, 0 \leq x \leq x_1 \text{ e } x_2 \leq x \leq x_3 \quad (6.22)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ em } y = y_2, 0 \leq x \leq x_1 \text{ e } x_2 \leq x \leq x_3 \quad (6.23)$$

➤ Região adiabática dentro das placas de vidro.

As extremidades das placas de vidro (inferior e superior) são consideradas isoladas, de modo que as condições de contorno podem ser dadas como segue

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ em } x = x_1, 0 \leq y \leq y_1, y_2 \leq y \leq y_3 \quad (6.24)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ em } x = x_2, 0 \leq y \leq y_1, y_2 \leq y \leq y_3 \quad (6.25)$$

➤ **Entrada do canal**

Na entrada do canal a condição de contorno é dada em função da temperatura de entrada do fluido no canal e assume-se que a temperatura seja igual à temperatura do fluido no ambiente interno. Portanto,

$$T = T_{\text{int}} \text{ em } x = 0 \text{ e } y_1 \leq y \leq y_2 \quad (6.26)$$

➤ **Saída do canal**

Na saída do canal adota-se uma condição de derivada nula na temperatura em relação à direção  $x$ , representando um condição de escoamento termicamente desenvolvido.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ em } x = x_3, y_1 \leq y \leq y_2 \quad (6.27)$$

***Condição inicial***

Sendo este um problema em regime não permanente, necessita-se de uma condição inicial para as variáveis envolvidas na simulação. Estas condições iniciais devem ser fisicamente representativas do problema físico no tempo inicial ( $t = 0$ ) sob pena de obter resultados que não reflitam a realidade física caso isto não for respeitado. Assim, aqui adotaremos que no instante inicial o sistema (paredes e fluido no canal) está em equilíbrio térmico, a uma temperatura igual à temperatura do ar no ambiente interno, e sob essas condições o fluido estará estacionário.

$$T = T_{\text{int}} \text{ em } t = 0 \quad (6.28)$$

$$u = v = 0 \text{ em } t = 0 \quad (6.29)$$

### **6.3 Solução numérica**

Uma vez estabelecida as equações que representam o modelo matemático e as condições de contorno e condições iniciais, válidas para o fenômeno físico que estamos estudando, o próximo passo é proceder a resolução do problema. Verifica-se que devido à complexidade das equações e das condições de contorno, uma solução analítica não é factível e portanto deve-se recorrer assim a técnicas numéricas de resolução.

Utilizaremos para tanto, o método de diferenças finitas para a discretização das equações diferenciais que conformam o modelo matemático proposto, Equações 6.1, 6.8, 6.13 e 6.14. Este método propõe, uma aproximação algébrica para as derivadas presentes nas equações diferenciais, existindo diversas formas de realizar estas aproximações. As técnicas mais comuns são por expansão em série de Taylor e interpolação polinomial no caso de malhas irregulares. As aproximações para as primeiras e segundas derivadas de uma variável  $f$  genérica ( $u$ ,  $v$ ,  $T$  ou  $p$  nas equações do modelo) podem ser representadas, após expansão em série de Taylor e baseadas no esquema da Figura 6.3, pelas seguintes expressões;

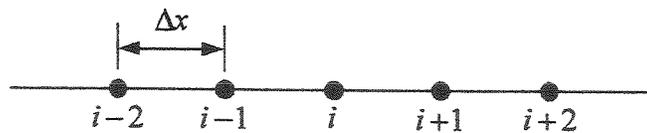


Figura 6.3 Malha genérica de pontos uniformemente espaçados para aproximação por diferenças finitas.

➤ Aproximação da primeira derivada:

Existem basicamente três opções de realizar esta aproximação para a primeira derivada. Uma delas consiste em aproximar a derivada no ponto  $i$  utilizando-se um ponto adiante ( $i+1$ ) e por isto denominada de esquema de diferença para frente, diferença progressivas ou em inglês *forward difference*

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \frac{f_{i+1} - f_i}{\Delta x} \quad (6.30)$$

Uma outra alternativa é realizar a aproximação da derivada de  $f$  em  $i$ , utilizando-se de um ponto anterior ( $i-1$ ). Este esquema recebe o nome de diferença para trás ou diferença atrasada (backward difference em inglês).

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \frac{f_i - f_{i-1}}{\Delta x} \quad (6.31)$$

Ambas aproximações apresentam erros de truncamento de primeira ordem (ou seja o erro é da ordem de  $\Delta x$ ). Uma maneira de diminuir esse erro de truncamento pode ser conseguido através de uma aproximação que combina as duas aproximações recém descritas, obtendo-se uma redução quadrática do erro (erro de truncamento de segunda ordem,  $\Delta x^2$ ). Esta aproximação denomina-se de diferenças centrais.

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{2\Delta x} \quad (6.32)$$

➤ Aproximação da segunda derivada:

A aproximação mais comum encontrada na literatura para a segunda derivada da variável  $f$  é escrita baseada no ponto  $i$  e nos pontos vizinhos  $(i+1)$  e  $(i-1)$ . Esta aproximação apresenta erro de truncamento de ordem 2.

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = \frac{f_{i+1} - 2f_i + f_{i-1}}{\Delta x^2} \quad (6.33)$$

A aproximação das derivadas temporais que aparecem nas equações, pode ser realizada de maneira similar como foi feito com as derivadas espaciais. A discretização temporal visa fornecer relações entre valores da variável  $f$  em instantes sucessivos de tempo, por exemplo, valor atual de  $f$  ( $f^k$ ) e valor futuro do mesmo ( $f^{k+1}$ ). Assim, normalmente é usado um esquema de aproximação de diferença para frente como na relação a seguir.

$$\frac{\partial f}{\partial t} = \frac{f_i^{k+1} - f_i^k}{\Delta t} \quad (6.34)$$

Quando estas aproximações são substituídas nas equações diferenciais representantes do modelo matemático do problema, surge uma questão importante em relação ao nível de tempo ( $k$  ou  $k+1$ ) em que serão avaliadas as variáveis  $f$  correspondentes as aproximações das derivadas espaciais. Dependendo da escolha, vamos obter discretizações explícitas ou implícitas no tempo.

No esquema explícito os valores das variáveis  $f$  nas derivadas espaciais são avaliados no tempo atual  $k$  e portanto conhecidas, de modo que quando substituídas nas equações diferenciais a única incógnita será a variável  $f_{i,j}$  no instante posterior  $k+1$ . Como temos uma equação para cada ponto discreto  $e$ , em cada uma destas equações, os valores da variável  $f$  nos pontos vizinhos são conhecidas do tempo anterior, o conjunto de equações algébricas resultantes poderão ser resolvidas uma a uma, obtendo-se o valor da variável  $f$  no novo nível de tempo. Embora este esquema represente uma maneira fácil de resolver as equações possui algumas limitações importantes. Primeiro, uma das limitações é em relação ao intervalo de tempo que pode ser adotado para avançar a solução. Neste tipo de esquema o intervalo de tempo deve ser escolhido de tal forma que seja evitada instabilidade na solução, normalmente conseguida com intervalos de tempo muito pequenos e que tendem a serem menores quanto mais refinada é a malha espacial. Esta dependência do intervalo de tempo com o tamanho da malha adotada, faz com que a solução seja extremamente demorada e por esta razão este esquema é pouco usado em problemas da envergadura como aquele que estamos aqui estudando.

Com relação ao esquema implícito, os valores da variável  $f$  nas aproximações das derivadas espaciais são todas discretizadas no tempo futuro  $k+1$ , o que as torna incógnitas do problema. Escrevendo-se uma equação algébrica para cada ponto discreto do domínio, onde as variáveis do ponto  $e$  e a dos seus vizinhos são desconhecidas, resulta num sistema de equações acopladas que requer uma resolução simultânea. Em geral este tipo de esquema é considerado incondicionalmente estável, não existindo limitações em relação ao intervalo de tempo que pode ser usado. No presente trabalho optou-se por utilizar o esquema de discretização implícito.

Dado que o problema aqui em estudo é um problema bidimensional, quando aplicada a discretização com esquema implícito às equações governantes do problema resulta num sistema de equações algébricas acopladas que deverá ser resolvido simultaneamente. Quando se escreve este sistema numa forma matricial de resolução, obtém-se uma matriz com concentração de elemento ao longo de cinco diagonais (diagonal principal, mais as duas imediatamente vizinhas a cada lado) e conhecida como matriz pentadiagonal. Uma alternativa a este procedimento e com a finalidade de escapar de uma matriz pentadiagonal, será utilizado um esquema de discretização ADI (Alternating Direction Implicit). Neste esquema, já descrito no Capítulo 4, a solução para

cada passo de tempo é alcançada em duas etapas, o que em outras palavras corresponde acrescentar um passo de tempo intermediário. O método ADI trata implicitamente uma dimensão de cada vez originando dois sistemas tridiagonais que podem ser resolvido de forma eficiente pelo bem conhecido algoritmo de Thomas ou TDMA.

A seguir procederemos a discretizar as equações da quantidade de movimento nas direções  $x$  e  $y$  e a equação da conservação da energia numa malha regular como mostrada na Figura 6.4. Nesta figura são mostrados os domínios correspondentes as placas de vidro interna e externa, e o fluido no canal limitado pelas placas. As duas regiões do canal (entrada e saída) limitadas por paredes adiabáticas também são mostradas com as suas respectivas malhas.

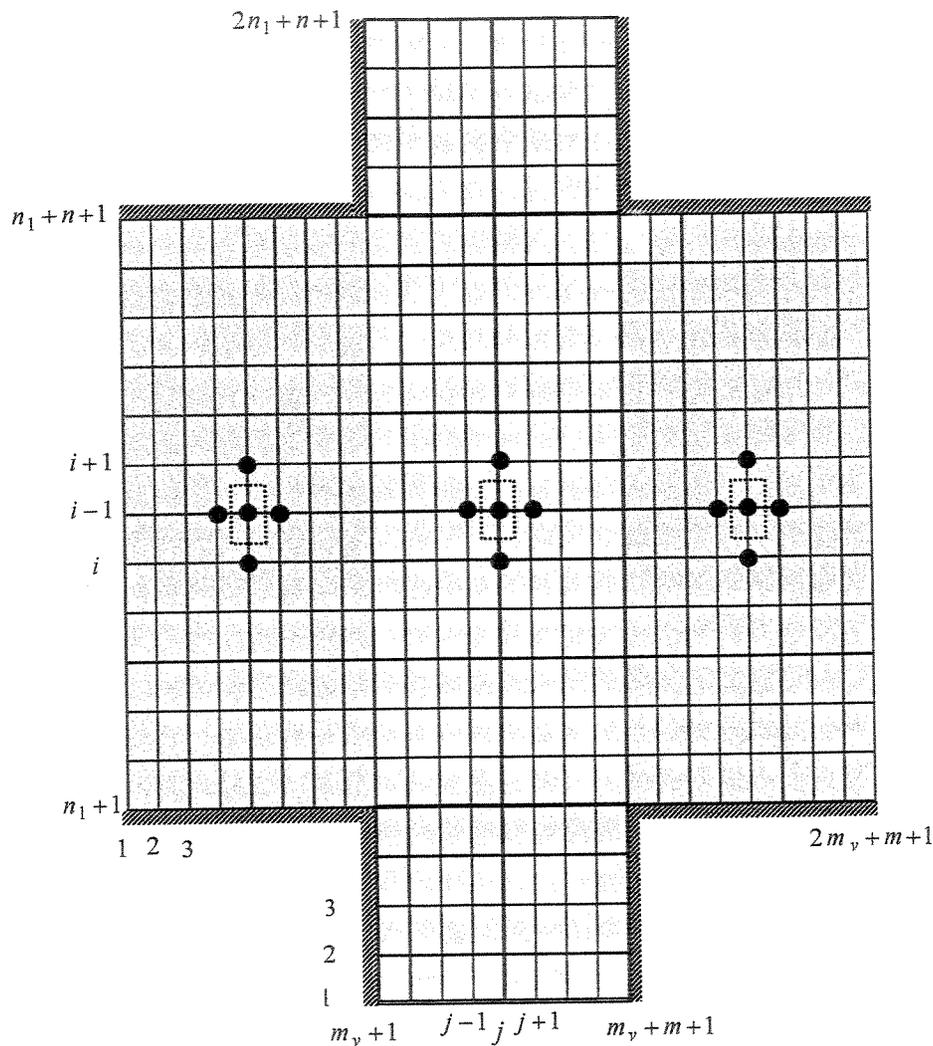


Figura 6.4 Malha nos domínios correspondentes as placas de vidro e fluido no canal.

### 6.3.1 Equação da Quantidade de Movimento – Campos de velocidades $u$ e $v$

Das Equações 6.8 e 6.13 escritas em diferenças finitas serão obtidas as equações discretas para o cálculo dos campos de velocidades  $u$  e  $v$  na região do canal. Conforme o método ADI, realizaremos um tratamento considerando inicialmente esquema implícito na direção  $x$  e posteriormente implícito na direção  $y$ . Se tomarmos como referência um ponto genérico  $(i, j)$  dentro da malha na região do escoamento, as equações resultantes, em diferenças finitas, são como segue.

*Quantidade de movimento na direção  $x$  - Equação 6.13.*

Pontos:  $(i = 3 \rightarrow 2n_1 + n$  e  $j = m_v + 3 \rightarrow m_v + m - 1)$

implícito em  $x$ :

$$\frac{u_{i,j}^{k+1} - u_{i,j}^k}{\Delta t} + \frac{u_{i,j}^k u_{i,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^k u_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j+1}^k u_{i,j+1}^k - v_{i,j}^k u_{i,j}^k}{\Delta y} = -\frac{1}{\rho} \frac{p_{i+1,j}^k - p_{i-1,j}^k}{\Delta x} +$$

$$v \frac{u_{i+1,j}^{k+1} - 2u_{i,j}^{k+1} + u_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x^2} + v \frac{u_{i,j+1}^k - 2u_{i,j}^k + u_{i,j-1}^k}{\Delta y^2} + g\beta(T_{i,j}^k - T_\infty)$$
(6.35)

implícito em  $y$ :

$$\frac{u_{i,j}^{k+2} - u_{i,j}^{k+1}}{\Delta t} + \frac{u_{i,j}^{k+1} u_{i,j}^{k+2} - u_{i-1,j}^{k+1} u_{i-1,j}^{k+2}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j}^{k+1} u_{i,j}^{k+2} - v_{i,j-1}^{k+1} u_{i,j-1}^{k+2}}{\Delta y} = -\frac{1}{\rho} \frac{p_{i+1,j}^{k+1} - p_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} +$$

$$v \frac{u_{i+1,j}^{k+1} - 2u_{i,j}^{k+1} + u_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x^2} + v \frac{u_{i,j+1}^{k+2} - 2u_{i,j}^{k+2} + u_{i,j-1}^{k+2}}{\Delta y^2} + g\beta(T_{i,j}^{k+1} - T_\infty)$$
(6.36)

*Quantidade de movimento na direção  $y$  - Equação 6.8.*

Pontos:  $(i = 3 \rightarrow 2n_1 + n$  e  $j = m_v + 3 \rightarrow m_v + m - 1)$ .

implícito em  $x$

$$\frac{v_{i,j}^{k+1} - v_{i,j}^k}{\Delta t} + \frac{u_{i,j}^k v_{i,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^k v_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j+1}^k v_{i,j+1}^k - v_{i,j}^k v_{i,j}^k}{\Delta y} = -\frac{1}{\rho} \frac{p_{i,j+1}^k - p_{i,j-1}^k}{\Delta y} +$$

$$v \frac{v_{i+1,j}^{k+1} - 2v_{i,j}^{k+1} + v_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x^2} + v \frac{v_{i,j+1}^k - 2v_{i,j}^k + v_{i,j-1}^k}{\Delta y^2}$$
(6.37)

implícito em  $y$

$$\frac{v_{i,j}^{k+2} - v_{i,j}^{k+1}}{\Delta t} + \frac{u_{i,j}^{k+1} v_{i,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^{k+1} v_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j}^{k+1} v_{i,j}^{k+2} - v_{i,j-1}^{k+1} v_{i,j-1}^{k+2}}{\Delta y} = -\frac{1}{\rho} \frac{p_{i,j+1}^{k+1} - p_{i,j-1}^{k+1}}{\Delta y} +$$

$$v \frac{v_{i+1,j}^{k+1} - 2v_{i,j}^{k+1} + v_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x^2} + v \frac{v_{i,j+1}^{k+2} - 2v_{i,j}^{k+2} + v_{i,j-1}^{k+2}}{\Delta y^2}$$
(6.38)

As equações de diferenças, Equações 6.35 até 6.38, podem ser arranjadas adequadamente de modo a colocar em evidencia as variáveis  $u$  e  $v$  no tempo futuro para cada um dos casos, *implícito em  $x$  e implícito em  $y$* .

Considerando primeiro a condição implícito em  $x$ , escreveremos as equações para os campos de velocidades  $u$  e  $v$  no nível de tempo  $k+1$  em função das variáveis no tempo  $k$ .

Campo de velocidade  $u$

$$u_{i-1,j}^{k+1} \left[ -u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} - v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} + 2v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i+1,j}^{k+1} \left[ -v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] =$$

$$u_{i,j-1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j}^k \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} - 2v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j+1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} - v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} \right] +$$

$$-\frac{\Delta t}{\rho} \left[ \frac{p_{i+1,j}^k - p_{i,j}^k}{\Delta x} \right] + g\beta \Delta t (T_{i,j}^k - T_\infty)$$
(6.39)

campo de velocidade  $v$

$$v_{i-1,j}^{k+1} \left[ -u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} - v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + v_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} + 2v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + v_{i+1,j}^{k+1} \left[ -v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] =$$

$$v_{i,j-1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + v_{i,j}^k \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} - 2v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + v_{i,j+1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} - v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} \right] +$$

$$-\frac{\Delta t}{\rho} \left[ \frac{p_{i,j+1}^k - p_{i,j}^k}{\Delta y} \right]$$
(6.40)

Fazendo o mesmo para o nível de tempo  $k+2$  em função do campo de velocidades no tempo anterior  $k+1$  (implícito em  $y$ ).

Campo de velocidade  $u$

$$\begin{aligned}
 & u_{i,j-1}^{k+2} \left[ -v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y} - v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} + 2v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j+1}^{k+2} \left[ -v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] = \\
 & u_{i-1,j}^{k+1} \left[ u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} + v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} - 2v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i+1,j}^{k+1} \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + \\
 & - \frac{\Delta t}{\rho} \left[ \frac{p_{i+1,j}^{k+1} - p_{i,j}^{k+1}}{\Delta x} \right] + g\beta \Delta t (T_{i,j}^{k+1} - T_\infty)
 \end{aligned} \tag{6.41}$$

campo de velocidade  $v$

$$\begin{aligned}
 & v_{i,j-1}^{k+2} \left[ -v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y} - v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + v_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + v_{i,j}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y} + 2v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + v_{i,j+1}^{k+2} \left[ -v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] = \\
 & v_{i-1,j}^{k+1} \left[ u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} + v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + v_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} - 2v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + v_{i+1,j}^{k+1} \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] \\
 & - \frac{\Delta t}{\rho} \left[ \frac{p_{i,j+1}^{k+1} - p_{i,j}^{k+1}}{\Delta y} \right]
 \end{aligned} \tag{6.42}$$

As Equações 6.39 a 6.42 são válidas para todos os pontos do domínio na região do escoamento, com exceção de alguns pontos singulares como aqueles situados na seção de saída do canal ou os pontos que são vizinhos às paredes. Estes pontos merecem uma atenção especial uma vez que, próximos a eles ou neles mesmos, são especificadas as condições de contorno para as equações da quantidade de movimento.

As equações para esses pontos podem ser escritas tomando como base as Equações 6.39 a 6.42, e considerando as especificidades correspondentes a cada um deles. Aqui apenas serão descritas as condições particulares de cada ponto singular, sem entrar no mérito de escrever as equações para cada um dos pontos em questão. Assim,

➤ *Pontos imediatamente vizinhos a seção de entrada  $i = 2$  e  $j = m_v + 3 \rightarrow m_v + m - 1$*

A velocidade  $u$  no ponto situado na entrada é assumida conhecida e uniforme, com um valor igual à velocidade média do escoamento induzido e atualizada a cada passo de tempo. Por sua vez, se o perfil de velocidade é uniforme na entrada, a componente de velocidade  $v$  será nula.

$$u_{i-1,j}^k = \bar{u}^k; \quad u_{i-1,j}^{k+1} = \bar{u}^{k+1}; \quad u_{i-1,j}^{k+2} = \bar{u}^{k+2} \quad (6.43a)$$

$$v_{i-1,j}^k = v_{i-1,j}^{k+1} = v_{i-1,j}^{k+2} = 0 \quad (6.43b)$$

➤ *Pontos vizinhos à seção de entrada e ao mesmo tempo vizinhos das paredes do canal:*  
 Nas superfícies das paredes as velocidades são nulas pela condição de não deslizamento.

$$i = 2 \text{ e } j = m_v + 2$$

$$u_{i,j-1}^k = u_{i,j-1}^{k+1} = u_{i,j-1}^{k+2} = 0 \quad (6.44a)$$

$$v_{i,j-1}^k = v_{i,j-1}^{k+1} = v_{i,j-1}^{k+2} = 0 \quad (6.44b)$$

$$u_{i-1,j}^k = \bar{u}^k; \quad u_{i-1,j}^{k+1} = \bar{u}^{k+1}; \quad u_{i-1,j}^{k+2} = \bar{u}^{k+2} \quad (6.44c)$$

$$v_{i-1,j}^k = v_{i-1,j}^{k+1} = v_{i-1,j}^{k+2} = 0 \quad (6.44d)$$

$$i = 2 \text{ e } j = m_v + m$$

$$u_{i,j+1}^k = u_{i,j+1}^{k+1} = u_{i,j+1}^{k+2} = 0 \quad (6.45a)$$

$$v_{i,j+1}^k = v_{i,j+1}^{k+1} = v_{i,j+1}^{k+2} = 0 \quad (6.45b)$$

$$u_{i-1,j}^k = \bar{u}^k; \quad u_{i-1,j}^{k+1} = \bar{u}^{k+1}; \quad u_{i-1,j}^{k+2} = \bar{u}^{k+2} \quad (6.45c)$$

$$v_{i-1,j}^k = v_{i-1,j}^{k+1} = v_{i-1,j}^{k+2} = 0 \quad (6.45d)$$

➤ *Pontos vizinhos aos pontos das superfícies das paredes do canal:*

Na placa externa:  $i = 3 \rightarrow 2n_1 + n$  e  $j = m_v + 2$

$$u_{i,j-1}^k = u_{i,j-1}^{k+1} = u_{i,j-1}^{k+2} = 0 \quad (6.46a)$$

$$v_{i,j-1}^k = v_{i,j-1}^{k+1} = v_{i,j-1}^{k+2} = 0 \quad (6.46b)$$

Na placa interna:  $i = 3 \rightarrow 2n_1 + n$  e  $j = m_v + m$

$$u_{i,j+1}^k = u_{i,j+1}^{k+1} = u_{i,j+1}^{k+2} = 0 \quad (6.47a)$$

$$v_{i,j+1}^k = v_{i,j+1}^{k+1} = v_{i,j+1}^{k+2} = 0 \quad (6.47b)$$

➤ *Pontos situados na seção de saída do canal:  $i = 2n_1 + n + 1$  e  $j = m_v + 3 \rightarrow m_v + m - 1$*

Nesta seção adota-se uma condição de contorno que indica que o campo de velocidade está completamente desenvolvido,  $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$  e  $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$ . Escrevendo estas condições em diferenças finitas, temos

$$\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{i,j} = \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{\Delta x} = 0 \Rightarrow u_{i+1,j} = u_{i,j} \quad (6.48a)$$

$$\left. \frac{\partial v}{\partial x} \right|_{i,j} = \frac{v_{i+1,j} - v_{i,j}}{\Delta x} = 0 \Rightarrow v_{i+1,j} = v_{i,j} \quad (6.48b)$$

➤ *Pontos situados na seção de saída do canal e vizinhos às paredes:*

Aplica-se a condição de não deslizamento aos pontos nas paredes.

Ponto  $i = 2n_1 + n + 1$  e  $j = m_v + 2$

$$u_{i,j-1}^k = u_{i,j-1}^{k+1} = u_{i,j-1}^{k+2} = 0 \quad (6.49a)$$

$$v_{i,j-1}^k = v_{i,j-1}^{k+1} = v_{i,j-1}^{k+2} = 0 \quad (6.49b)$$

Ponto  $i = 2n_1 + n + 1$  e  $j = m_v + m$

$$u_{i,j+1}^k = u_{i,j+1}^{k+1} = u_{i,j+1}^{k+2} = 0 \quad (6.50a)$$

$$v_{i,j+1}^k = v_{i,j+1}^{k+1} = v_{i,j+1}^{k+2} = 0 \quad (6.50b)$$

### 6.3.2 Equação da Conservação da Energia – Campo de temperatura $T$

A equação da energia – Equação 6.14 – escrita em diferenças finitas em dois níveis de tempo apresenta-se no seguinte formato;

Implícito em  $x$

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta t} + \frac{u_{i,j}^k T_{i,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^k T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j+1}^k T_{i,j+1}^k - v_{i,j}^k T_{i,j}^k}{\Delta y} =$$

$$\alpha \frac{T_{i+1,j}^{k+1} - 2T_{i,j}^{k+1} + T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x^2} + \alpha \frac{T_{i,j+1}^k - 2T_{i,j}^k + T_{i,j-1}^k}{\Delta y^2} - \frac{1}{\rho c} \frac{I_{i,j+1}^k - I_{i,j}^k}{\Delta y} \quad (6.51)$$

implícito em  $y$

$$\frac{T_{i,j}^{k+2} - T_{i,j}^{k+1}}{\Delta t} + \frac{u_{i,j}^{k+1} T_{i,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^{k+1} T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j}^{k+1} T_{i,j}^{k+2} - v_{i,j-1}^{k+1} T_{i,j-1}^{k+2}}{\Delta y} =$$

$$\alpha \frac{T_{i+1,j}^{k+1} - 2T_{i,j}^{k+1} + T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x^2} + \alpha \frac{T_{i,j+1}^{k+2} - 2T_{i,j}^{k+2} + T_{i,j-1}^{k+2}}{\Delta y^2} - \frac{1}{\rho c} \frac{I_{i,j+1}^{k+1} - I_{i,j}^{k+1}}{\Delta y} \quad (6.52)$$

Nenhuma distinção foi feita ainda sobre o domínio de aplicação das Equações 6.51 e 6.52 e portanto elas encontram-se na forma mais abrangente para este problema. Na Figura 6.4, onde se descreve o domínio de solução do problema aqui sendo estudado, podemos identificar uma região composta pelas placas de vidro interna e externa, e uma outra região referente ao canal onde se produz o escoamento. Cada umas destas regiões apresenta uma peculiaridade em relação à equação da energia. Na região das placas de vidro, por ser um médio sólido, os termos convectivos naquela região são nulos ( $u = v = 0$ ). Além disso, esta região é semitransparente à radiação solar, havendo absorção de radiação ocorrendo nas placas. Esta absorção é quantificada pelo termo fonte da equação da energia, o qual representa a variação da intensidade através da placa de vidro. Por outro lado, na região do escoamento no canal, o ar não absorve radiação solar e portanto o termo fonte da equação da energia será nulo quando a equação for aplicada a esta região. Note-se que quando as Equações 6.51 e 6.52 forem aplicadas as regiões correspondente aos vidros ou ao fluido no canal, as propriedades difusividade térmica ( $\alpha$ ), massa específica ( $\rho$ ) e calor específico ( $c$ ) devem ser usadas corretamente e de acordo com o meio (vidro ou fluido).

Os pontos situados nas interfaces fluido-parede merecem atenção especial e as equações deverão ser obtidas de balanços térmicos nesses pontos.

Se arranjarmos as Equações de diferenças 6.51 e 6.52 de tal modo que a variável temperatura no nível de tempo futuro fique em evidencia, obteremos as equações validas para cada ponto discreto da malha. Assim, para a região do vidro (externo e interno) estas já foram apresentadas e discutidas no capítulo 4, incluindo-se o tratamento especial dos pontos singulares do domínio tais como: (1) pontos localizados na interface placa-ambiente externo e placa-ambiente interno, onde são dadas as condições de contorno para a equação da energia; e (2) pontos sobre as superfícies isoladas do vidro, cuja condição de contorno é de fluxo de calor nulo.

Na região do escoamento as equações para as temperaturas nos pontos discretos do domínio interno ( $i = 2 \rightarrow 2n_1 + n$  e  $j = m_v + 2 \rightarrow m_v + m$ ) são escritas como segue,

implícito em  $x$  - nível de tempo  $k + 1$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] = \quad (6.53)$$

$$T_{i,j-1}^k \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] +$$

implícito em  $y$  - nível de tempo  $k + 2$

$$T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + v_{i,j}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] = \quad (6.54)$$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} + \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right]$$

As Equações 6.53 e 6.54 também podem ser válidas para os pontos imediatamente vizinhos aos pontos de entrada e nos pontos de saída do canal, sendo que para isto devemos considerar algumas particularidades referentes a esses pontos. Sendo assim, temos que:

- ❖ As temperaturas nos pontos de entrada do canal são admitidas conhecidas e igual à temperatura do ambiente interno
- ❖ A variação da temperatura na direção do escoamento na saída do canal é admitida nula.

Se aplicarmos estas duas condições as Equações 6.45 e 6.46, chegaremos as seguintes equações válidas para cada um dos casos acima citados.

Pontos imediatamente vizinhos à entrada do canal:  $i = 2$  e  $j = m_v + 2 \rightarrow m_v + m$

$$T_{i-1,j}^k = T_{i-1,j}^{k+1} = T_{\text{int}}$$

implícito em  $x$  - nível de tempo  $k + 1$

$$\begin{aligned} T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] &= -T_{\text{int}} \left[ -u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] \\ T_{i,j-1}^k \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] &+ \end{aligned} \quad (6.55)$$

implícito em  $y$  - nível de tempo  $k + 2$

$$\begin{aligned} T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + v_{i,j}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] &= \\ T_{\text{int}} \left[ u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} + \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] & \end{aligned} \quad (6.56)$$

Pontos na saída do canal:  $i = 2n_1 + n + 1$  e  $j = m_v + 2 \rightarrow m_v + m$

adotando um ponto fora do domínio ( $i = 2n_1 + n + 2$ ) na direção do escoamento, podemos escrever para a condição de derivada nula no ponto  $i = 2n_1 + n + 1$  a seguinte relação,

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{i,j} = 0 = \frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\Delta x}$$

que resulta na seguinte igualdade,  $T_{i+1,j} = T_{i,j}$

implícito em  $x$  - nível de tempo  $k + 1$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} + \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] =$$

$$T_{i,j-1}^k \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] +$$
(6.57)

implícito em  $y$  - nível de tempo  $k + 2$

$$T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + v_{i,j}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] =$$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} + \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x_c} - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right]$$
(6.58)

Pontos sobre a interface escoamento-placa de vidro externa:

$$i = n_1 + 2 \rightarrow n_1 + n \text{ e } j = m_v + 1$$

A Figura 6.5a mostra um volume de controle em torno do ponto na fronteira entre o vidro e o fluido no canal, sendo que a região achurada da figura corresponde à placa de vidro. Para obter uma equação para este ponto será realizado um balanço de energia (utilizando variáveis dimensionais) sobre este volume. Na Figura 6.5b mostra-se o fluxo condutivo para cada uma das faces do volume de controle,

$$q_W = -k_v \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_W \Delta x$$
(6.59)

$$q_E = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_E \Delta x$$
(6.60)

Os fluxos denotados como  $q_{S,v}$  e  $q_{S,f}$  correspondem aos fluxos condutivos na direção  $x$  (na face  $S$ ) através do vidro e fluido respectivamente, e são definidos como segue;

$$q_{S,v} = -k_v \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_S \frac{\Delta y_v}{2}, \quad q_{S,f} = -k_f \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_S \frac{\Delta y_c}{2}$$
(6.61)

A soma destes fluxos fornece o fluxo total de calor devido à condução pela face S

$$q_S = - \left( \frac{k_v \Delta y_v + k_f \Delta y_c}{2} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_S \quad (6.62)$$

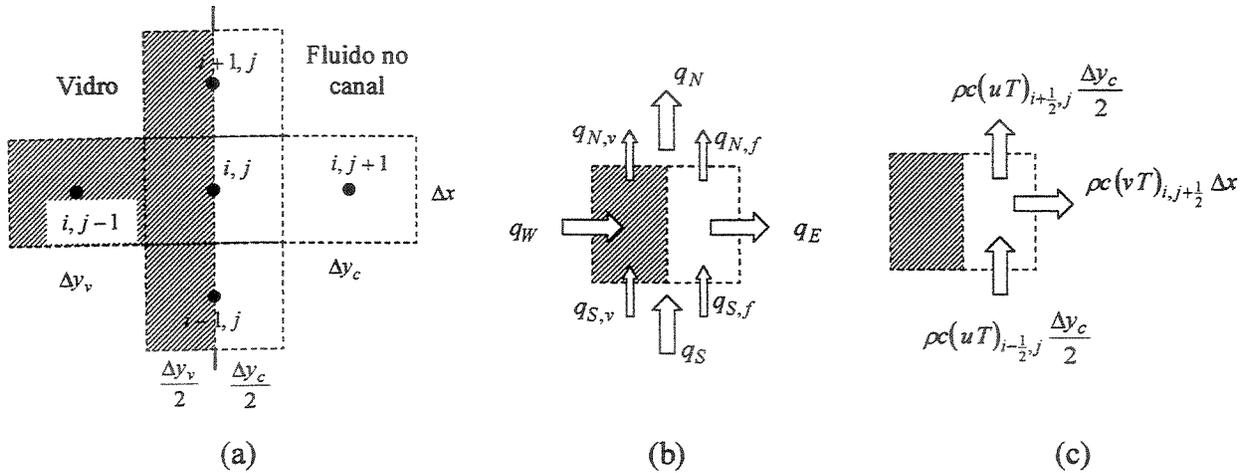


Figura 6.5 Pontos na fronteira vidro-escoamento no canal

Na mesma Figura 6.5b, os fluxos  $q_{N,v}$  e  $q_{N,f}$  são os fluxos condutivos na face N através do vidro e fluido respectivamente, e a soma destes dará o fluxo total devido a condução nesta face.

$$q_N = - \left( \frac{k_v \Delta y_v + k_f \Delta y_c}{2} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_N \quad (6.63)$$

Na Figura 6.5c, mostra-se os fluxos convectivos no volume de controle que envolve a parede e o fluido. Poderia ser admitido também que os fluxos convectivos nesta região do escoamento são nulos, uma vez que as velocidades próximas das paredes tendem a zero por causa das forças de atrito entre o fluido e a parede. Assim, enquanto menor o volume de controle na direção  $y$  (menores  $\Delta y$ ) menor a influência da convecção sobre a transferência de calor global nesta região próxima da superfície da placa.

O acúmulo de energia dentro do volume deve-se à soma das variações de energia na região do vidro e fluido, assim, se considerarmos que a variação da temperatura no tempo em ambas regiões é a mesma, podemos escrever a seguinte relação;

$$(\rho c)_v \Delta x \frac{\Delta y_v}{2} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c)_f \Delta x \frac{\Delta y_c}{2} \frac{\partial T}{\partial t} = \left[ \frac{(\rho c)_v \Delta y_v + (\rho c)_f \Delta y_c}{2} \right] \Delta x \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6.64)$$

Finalmente, realizando um balanço de energia no volume de controle, obteremos a seguinte relação;

$$\begin{aligned} \left[ \frac{(\rho c)_v \Delta y_v + (\rho c)_f \Delta y_c}{2} \right] \Delta x \frac{\partial T}{\partial t} = -k_v \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_W \Delta x + k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_E \Delta x - \left( \frac{k_v \Delta y_v + k_f \Delta y_c}{2} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_S + \\ \left( \frac{k_v \Delta y_v + k_f \Delta y_c}{2} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_N + (\rho c)_f (uT)_S \frac{\Delta y_c}{2} - (\rho c)_f (uT)_N \frac{\Delta y_c}{2} - (\rho c)_f (vT)_E \Delta x \end{aligned} \quad (6.65)$$

Considerando que os valores das propriedades termofísicas do vidro são maiores que os valores das propriedades do fluido (neste caso ar), algumas simplificações interessantes podem ser feitas;

	<b>Vidro</b>	<b>Ar</b>
<b>Densidade [kg/m<sup>3</sup>]</b>	2700	1,16
<b>Calor específico [J/kg K]</b>	840	1006
<b>Condutividade térmica [W/m K]</b>	0,8	0,026
$(\rho c)_v \gg (\rho c)_f$ e $k_v \gg k_f$		

De acordo com as observações acima a expressão do balanço de energia pode ser rescrita como segue;

$$\begin{aligned} \left[ \frac{(\rho c)_v}{2} \right] \Delta x \Delta y_v \frac{\partial T}{\partial t} = -k_v \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_W \Delta x + k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_E \Delta x - \left( \frac{k_v}{2} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_S \Delta y_v + \left( \frac{k_v}{2} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_N \Delta y_v + \\ (\rho c)_f (uT)_S \frac{\Delta y_c}{2} - (\rho c)_f (uT)_N \frac{\Delta y_c}{2} - (\rho c)_f (vT)_E \Delta x \end{aligned} \quad (6.66)$$

Depois de um arranjo adequado, podemos escrever a equação para os pontos de interface vidro-fluido como segue,

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -\alpha_v \frac{\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_W}{\frac{\Delta y_v}{2}} + \alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_E}{\frac{\Delta y_v}{2}} + \alpha_v \left( \frac{\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_N - \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_S}{\Delta x} \right) - \left( \frac{\alpha_v k_f \Delta y_c}{\alpha_f k_v \Delta y_v} \right) \frac{\partial(uT)}{\partial x} - 2 \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{(vT)_E}{\Delta y_v} \quad (6.67)$$

Aplicando o método de diferenças finitas a esta equação, temos

implícito em  $x$

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta t} = -2\alpha_v \frac{T_{i,j}^k - T_{i,j-1}^k}{\Delta y_v^2} + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{T_{i,j+1}^k - T_{i,j}^k}{\Delta y_c \Delta y_v} + \alpha_v \frac{T_{i+1,j}^{k+1} - 2T_{i,j}^{k+1} + T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x_c^2} - \left( \frac{\alpha_v k_f \Delta y_c}{\alpha_f k_v \Delta y_v} \right) \frac{u_{i,j}^k T_{i,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^k T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x_c} - 2 \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{v_{i,j+1}^k T_{i,j+1}^k}{\Delta y_v} \quad (6.68)$$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} - u_{i-1,j}^k \left( \frac{\alpha_v k_f \Delta y_c}{\alpha_f k_v \Delta y_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} + u_{i,j}^k \left( \frac{\alpha_v k_f \Delta y_c}{\alpha_f k_v \Delta y_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] = T_{i,j-1}^k \left[ 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} - 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 2v_{i,j}^k \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 2v_{i,j+1}^k \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right] \quad (6.69)$$

implícito em  $y$

$$\frac{T_{i,j}^{k+2} - T_{i,j}^{k+1}}{\Delta t} = -2\alpha_v \frac{T_{i,j}^{k+2} - T_{i,j-1}^{k+2}}{\Delta y_v^2} + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{T_{i,j+1}^{k+2} - T_{i,j}^{k+2}}{\Delta y_c \Delta y_v} + \alpha_v \frac{T_{i+1,j}^{k+1} - 2T_{i,j}^{k+1} + T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x_c^2} - \left( \frac{\alpha_v k_f \Delta y_c}{\alpha_f k_v \Delta y_v} \right) \frac{u_{i,j}^{k+1} T_{i,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^{k+1} T_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta x_c} - 2 \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{v_{i,j+1}^{k+1} T_{i,j+1}^{k+1}}{\Delta y_v} \quad (6.70)$$

$$\begin{aligned}
& T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 2v_{i,j}^{k+1} \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right] + \\
& T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 2v_{i,j+1}^{k+1} \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right] = T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} + u_{i-1,j}^{k+1} \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + \\
& T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} - u_{i,j}^{k+1} \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right]
\end{aligned} \tag{6.71}$$

Observa-se que nas equações correspondentes à interface fluido-placa externa o termo correspondente à absorção de radiação não aparece nessas equações. A razão para isto é que o decréscimo de intensidade de radiação entre os nós  $j$  e  $j+1$  resultante da absorção de radiação solar entre esses pontos, é considerada sempre concentrada no nó anterior ( $j$ ). Assim sendo, no último ponto da grade ( $m_v + 1$ ) na placa de vidro não existirá o termo de absorção de radiação solar. O mesmo acontecerá com a equação para os pontos situados na interface entre a placa de vidro interna e o meio ambiente interno (equação obtida no Capítulo 4).

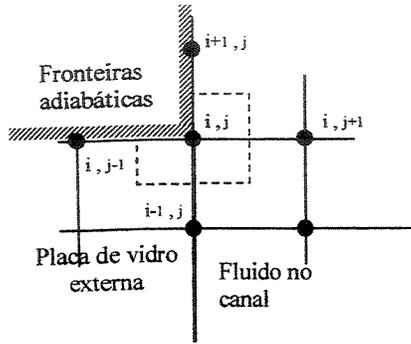
Para os pontos situados na fronteira entre o escoamento do canal e a superfície da placa de vidro interna, o tratamento é similar ao caso anterior e as equações discretizadas válidas para estes pontos são como segue. Incluisse nestas equações o termo de absorção de radiação solar uma vez que a atenuação da radiação solar incidente entre os pontos  $m_v + m + 1$  e  $m_v + m + 2$  é considerada concentrada no ponto  $m_v + m + 1$ .

implícito em  $x$

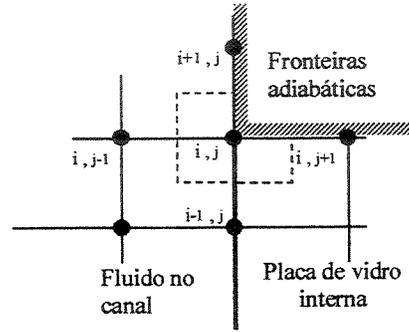
$$\begin{aligned}
& T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} - u_{i-1,j}^k \left( \frac{\alpha_v k_f \Delta y_c}{\alpha_f k_v \Delta y_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} + u_{i,j}^k \left( \frac{\alpha_v k_f \Delta y_c}{\alpha_f k_v \Delta y_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + \\
& T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] = T_{i,j-1}^k \left[ 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 2v_{i,j-1}^k \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right] + \\
& T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} - 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right] - \frac{\Delta t}{(\rho c)_v} \frac{I_{i,j+1}^k - I_{i,j}^k}{\Delta y_v}
\end{aligned} \tag{6.72}$$

implícito em  $y$

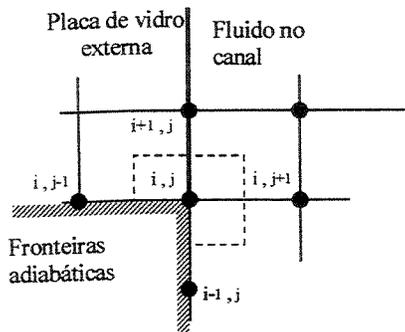
$$\begin{aligned}
 & T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 2v_{i,j-1}^{k+1} \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta y_v} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right] + \\
 & T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right] = \\
 & T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} + u_{i-1,j}^{k+1} \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} - u_{i,j}^{k+1} \left( \frac{\alpha_v k_f}{\alpha_f k_v} \right) \frac{\Delta t}{\Delta x_c} \right] + \\
 & T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x_c^2} \right] - \frac{\Delta t}{(\rho c)_v} \frac{I_{i,j+1}^{k+1} - I_{i,j}^{k+1}}{\Delta y_v}
 \end{aligned} \tag{6.73}$$



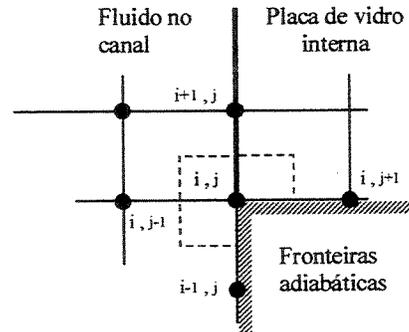
(a)  $i = n_1 + n + 1$  ;  $j = m_v + 1$



(b)  $i = n_1 + n + 1$  ;  $j = m_v + m + 1$



(c)  $i = n_1 + 1$  ;  $j = m_v + 1$



(d)  $i = n_1 + 1$  ;  $j = m_v + m + 1$

Figura 6.6 Pontos nos vértices formado pela placa de vidro, superfície adiabática e canal.

Alguns dos pontos situam-se num vértice formado pela placa de vidro, escoamento no canal e fronteira adiabática sobre a placa de vidro como mostra a Figura 6.6. Ao todo são quatro

pontos e as equações correspondentes a estes são obtidas pelo mesmo procedimento que os dois casos anteriores recém tratados, é dizer, balanços de energia nos volumes de linhas tracejadas mostrados na Figura 6.6. Assim, as equações resultantes são dadas a seguir.

Para o caso (a):  $i = n_1 + n + 1$  ;  $j = m_v + 1$

implícito em  $x$

$$\begin{aligned}
 & T_{i-1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i+1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) = \\
 & T_{i,j-1}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + \\
 & T_{i,j+1}^{k+1} \left( 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j+1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right)
 \end{aligned} \tag{6.74}$$

implícito em  $y$

$$\begin{aligned}
 & T_{i,j-1}^{k+2} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + T_{i,j}^{k+2} \left( 1 + 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + \\
 & T_{i,j+1}^{k+2} \left( -4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j+1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right) = \\
 & T_{i-1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i+1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right)
 \end{aligned} \tag{6.75}$$

Para o caso (b):  $i = n_1 + n + 1$  ;  $j = m_v + m + 1$

Implícito em  $x$

$$\begin{aligned}
 & T_{i-1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i+1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) = \\
 & T_{i,j-1}^{k+1} \left( 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + \\
 & T_{i,j+1}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) - \frac{\Delta t}{(\rho c)_v} \frac{I_{i,j+1}^k - I_{i,j}^k}{\Delta y_v}
 \end{aligned} \tag{6.76}$$

Implícito em  $y$

$$\begin{aligned}
& T_{i,j-1}^{k+2} \left( -4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right) + T_{i,j}^{k+2} \left( 1 + 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + \\
& T_{i,j+1}^{k+2} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) = T_{i-1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + \\
& T_{i+1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) - \frac{\Delta t}{(\rho c)_v} \frac{I_{i,j+1}^{k+1} - I_{i,j}^{k+1}}{\Delta y_v}
\end{aligned} \tag{6.77}$$

Para o caso (c):  $i = n_1 + 1$  ;  $j = m_v + 1$

implícito em  $x$

$$\begin{aligned}
& T_{i-1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i+1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) = \\
& T_{i,j-1}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} - 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} \right) + \\
& T_{i,j+1}^{k+1} \left( 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j+1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right)
\end{aligned} \tag{6.78}$$

implícito em  $y$

$$\begin{aligned}
& T_{i,j-1}^{k+2} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + T_{i,j}^{k+2} \left( 1 + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} + 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} \right) + \\
& T_{i,j+1}^{k+2} \left( -4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j+1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right) = \\
& T_{i-1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i+1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right)
\end{aligned} \tag{6.79}$$

Para o caso (d):  $i = n_1 + 1$  ;  $j = m_v + m + 1$

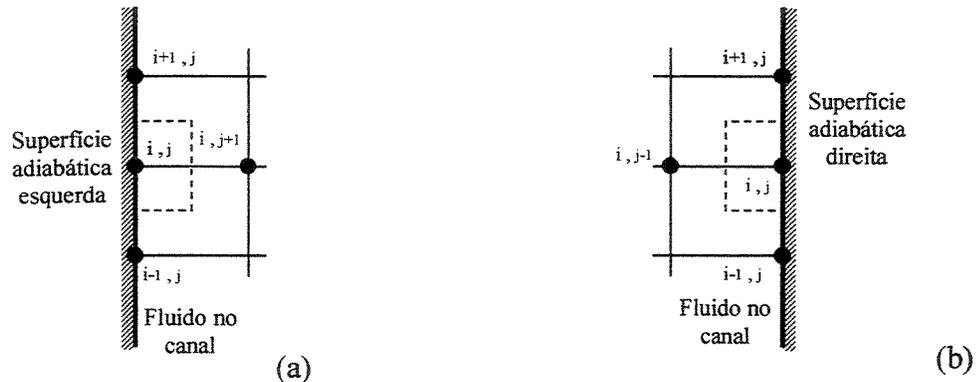
implícito em  $x$

$$\begin{aligned}
& T_{i-1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 + 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i+1,j}^{k+1} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) = \\
& T_{i,j-1}^{k+1} \left( 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + \quad (6.80) \\
& T_{i,j+1}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) - \frac{\Delta t}{(\rho c)_v} \frac{I_{i,j+1}^k - I_{i,j}^k}{\Delta y_v}
\end{aligned}$$

implícito em  $y$

$$\begin{aligned}
& T_{i,j-1}^{k+2} \left( -4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} - 4 \frac{\alpha_v}{\alpha_f} \frac{k_f}{k_v} v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_v} \right) + T_{i,j}^{k+2} \left( 1 + 4\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta y_c \Delta y_v} + 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) + \\
& T_{i,j+1}^{k+2} \left( -2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta y_v^2} \right) = T_{i-1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + T_{i,j}^{k+1} \left( 1 - 2\alpha_v \frac{k_f}{k_v} \frac{\Delta t}{\Delta x^2} - 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) + \quad (6.81) \\
& T_{i+1,j}^{k+1} \left( 2\alpha_v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right) - \frac{\Delta t}{(\rho c)_v} \frac{I_{i,j+1}^{k+1} - I_{i,j}^{k+1}}{\Delta y_v}
\end{aligned}$$

Na entrada e na saída do canal existem duas regiões cujas superfícies que limitam o canal são isoladas. As equações para os pontos sobre a interface canal-placa isolada são obtidas de balanço de energia nos volumes ao redor dos pontos como mostra a Figura 6.7



entrada:  $i = 3 \rightarrow n_1$  e  $j = m_v + 1$

entrada:  $i = 3 \rightarrow n_1$  e  $j = m_v + m + 1$

saída:  $i = n_1 + n + 2 \rightarrow 2n_1 + n$  e  $j = m_v + 1$

saída:  $i = n_1 + n + 2 \rightarrow 2n_1 + n$  e  $j = m_v + m + 1$

Figura 6.7 Pontos sobre as superfícies adiabáticas que limitam o canal na entrada e saída.

### Caso a

Implícito em  $x$

$$\begin{aligned} T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = \\ T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j+1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] \end{aligned} \quad (6.82)$$

implícito  $y$

$$\begin{aligned} T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} + v_{i,j+1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] = \\ T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] \end{aligned} \quad (6.83)$$

### caso b

Implícito em  $x$

$$\begin{aligned} T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = \\ T_{i,j-1}^k \left[ 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} + v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] \end{aligned} \quad (6.84)$$

implícito  $y$

$$\begin{aligned} T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] = \\ T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] \end{aligned} \quad (6.85)$$

Além das equações recém apresentadas e válidas para os pontos sobre as superfícies adiabáticas, alguns pontos singulares sobre estas requerem tratamento especial. Esses pontos localizam-se nos vértices da entrada e saída do canal:

➤ Ponto  $i = 2$  e  $j = m_v + 1$ ,  $T_{i-1,j} = T_{\text{int}}$

implícito em  $x$

$$T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = -T_{\text{int}} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] \quad (6.86)$$

$$T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j+1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right]$$

implícito  $y$

$$T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} + v_{i,j+1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] = \quad (6.87)$$

$$T_{\text{int}} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right]$$

➤ Ponto  $i = 2$  e  $j = m_v + m + 1$ ,  $T_{i-1,j} = T_{\text{int}}$

Implícito em  $x$

$$T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = -T_{\text{int}} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] \quad (6.88)$$

$$T_{i,j-1}^k \left[ 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} + v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right]$$

implícito  $y$

$$T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] = \quad (6.89)$$

$$T_{\text{int}} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i+1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right]$$

➤ Ponto  $i = 2n_1 + n + 1$  e  $j = m_v + 1$ ,  $T_{i,j} = T_{i+1,j}$

Implícito em  $x$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = \quad (6.90)$$

$$T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^k \left[ 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j+1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right]$$

implícito  $y$

$$T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] + T_{i,j+1}^{k+2} \left[ -2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} + v_{i,j+1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] = \quad (6.91)$$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right]$$

➤ Ponto  $i = 2n_1 + n + 1$  e  $j = m_v + m + 1$ ,  $T_{i,j} = T_{i+1,j}$

Implícito em  $x$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ -\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = \quad (6.92)$$

$$T_{i,j-1}^k \left[ 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} + v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] + T_{i,j}^k \left[ 1 - 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right]$$

implícito  $y$

$$T_{i,j-1}^{k+2} \left[ -2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} - v_{i,j-1}^{k+1} \frac{\Delta t}{\Delta y_c} \right] + T_{i,j}^{k+2} \left[ 1 + 2\alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta y_c^2} \right] = \quad (6.93)$$

$$T_{i-1,j}^{k+1} \left[ \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + T_{i,j}^{k+1} \left[ 1 - \alpha_f \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right]$$

### 6.3.3 Resolução do sistema de equações discretas

Nos itens 6.3.1 e 6.3.2 foram apresentadas as equações discretas que permitirão determinar os campos de velocidades e temperaturas do problema aqui sendo estudado. As equações conformam um sistema para cada variável ( $u$ ,  $v$  e  $T$ ) que deve ser resolvido simultaneamente dada a sua natureza implícita de discretização. Verifica-se também que o campo de velocidade é

acoplado ao campo de temperatura, dependendo um do outro, e portanto deverão ser determinados levando em conta esta dependência.

Uma outra questão importante e complexa surge aqui quando se trata a resolução das equações correspondentes aos campos de velocidades. Podemos observar nas equações originais, as equações de Navier-Stokes na sua forma diferencial, ou nas equações discretas para  $u$  e  $v$  resultantes da aproximação por diferenças finitas das equações de Navier-Stokes, um acoplamento entre a pressão e a velocidade que resulta ser de difícil tratamento. Está dificuldade advém do fato de não existir uma equação evolutiva que permita atualizar naturalmente o campo de pressão a cada passo de tempo ou a cada iteração num processo iterativo de solução. Observe-se que se partimos de uma campo de velocidade, pressão e temperatura inicial, podemos obter das equações da quantidade de movimento a evolução temporal para as variáveis  $u$  e  $v$ , assim como também a equação da energia resultara ser a equação evolutiva para o campo de temperatura, no entanto faz falta uma equação que exprima a variação temporal para a pressão. Poderíamos pensar na equação de estado como uma equação adicional para este propósito, porém, sendo o escoamento considerado incompressível isto não será possível. Além disto, a quarta equação do modelo, a equação da conservação da massa, não possui explicitamente o termo de pressão que possa permitir ser usada como equação evolutiva para  $p$ , e a sua única função é apenas atuar como uma restrição que deve ser obedecida pelo campo de velocidade.

Apesar das dificuldades de resolução do problema quando o acoplamento pressão-velocidade está presente, existem diversas alternativas para o seu tratamento. Uma análise das equações de Navier-Stokes em termos das variáveis *Função Corrente* e *Vorticidade*, permite escapar do acoplamento pressão-velocidade uma vez que o termo de pressão desaparece da formulação. Esta alternativa apresenta como inconveniente, a necessidade de fornecer condições de contorno para a vorticidade, uma variável de difícil interpretação física (a vorticidade é uma medida da rotação de um elemento de fluido em torno de um ponto).

Existem também diversos métodos baseados nas variáveis primitivas que permite tratar dos problemas com acoplamento pressão-velocidade. O objetivo básico de todos eles é criar uma equação adicional para a pressão que permita um processo iterativo de resolução que respeite a conservação da massa. Um destes métodos deve-se a Chorin(1968), cujas idéias inspiraram o

desenvolvimento de diversos outros métodos. Chorin propôs resolver a equação da quantidade de movimento sem o termo de pressão, resultando num campo de velocidade denominado auxiliar. Este campo de velocidade deve ser corrigido pelo campo de pressão que é determinado de tal forma que satisfaça a conservação da massa. O processo aqui é iterativo e estende-se até determinar as velocidades e pressão dentro da precisão desejada. A equação para a pressão sugerida no método de Chorin apresenta a seguinte forma,

$$p^{k+1} = p^k - \lambda D \quad (6.94)$$

onde  $D$  é aproximação numérica da equação da continuidade e  $\lambda$  um parâmetro utilizado para acelerar a convergência. As velocidades são corrigidas de acordo com uma relação do tipo,

$$\rho u = \rho u^* - \Delta t \frac{\partial p}{\partial x} \quad (6.95)$$

a velocidade  $u^*$  é a velocidade do campo auxiliar determinado sem o termo de pressão. Uma equação semelhante é utilizada para as outras componentes de velocidade.

Alguns métodos mais robustos e amplamente difundidos em problemas de escoamento incompressível, tais como os métodos SIMPLE, SIMPLER e SIMPLEC, derivaram das idéias básicas do método proposto por Chorin. O método SIMPLE (Semi Implicit Linked Equations) que aqui será brevemente descrito e usado para resolver as equações que compõem o modelo, foi desenvolvido pelo grupo de CFD (Computational Fluid Dynamics) do Imperial College (Williams e Baker, 1994). Neste método, assim como no método de Chorin, as velocidades calculadas num passo intermediário são corrigidas pelo campo de pressão que deve satisfazer a conservação da massa.

Para realizar uma descrição do método SIMPLE, imaginemos inicialmente que um campo de pressão aproximado  $p^*$  é introduzido na equação da quantidade de movimento discretizada (a modo de ilustração, consideremos aqui só o campo de velocidade  $u$  para o caso implícito em  $x$ ), Equação 6.39, resultando num campo de velocidade aproximado  $u^{k+1,*}$ .

$$\begin{aligned}
& u_{i-1,j}^{k+1,*} \left[ -u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} - v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i,j}^{k+1,*} \left[ 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} + 2v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i+1,j}^{k+1,*} \left[ -v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = \\
& u_{i,j-1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j}^k \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} - 2v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j+1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} - v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} \right] + \\
& - \frac{\Delta t}{\rho} \left[ \frac{p_{i+1,j}^{k,*} - p_{i,j}^{k,*}}{\Delta x} \right] + g\beta \Delta t (T_{i,j}^k - T_\infty)
\end{aligned} \tag{6.96}$$

Introduzindo na mesma Equação 6.39 o campo de pressão correto  $p$  teremos como resultado o campo de velocidade correto,  $u$  (o campo de velocidade que satisfaz a equação da conservação da massa)

$$\begin{aligned}
& u_{i-1,j}^{k+1} \left[ -u_{i-1,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} - v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i,j}^{k+1} \left[ 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} + 2v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] + u_{i+1,j}^{k+1} \left[ -v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \right] = \\
& u_{i,j-1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j}^k \left[ 1 + v_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} - 2v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} \right] + u_{i,j+1}^k \left[ v \frac{\Delta t}{\Delta y^2} - v_{i,j-1}^k \frac{\Delta t}{\Delta y} \right] + \\
& - \frac{\Delta t}{\rho} \left[ \frac{p_{i+1,j}^k - p_{i,j}^k}{\Delta x} \right] + g\beta \Delta t (T_{i,j}^k - T_\infty)
\end{aligned} \tag{6.97}$$

Subtraindo a Equação 6.96 da Equação 6.97 e desprezando as diferenças  $(u_{i-1,j}^{k+1} - u_{i-1,j}^{k+1,*})$  e  $(u_{i+1,j}^{k+1} - u_{i+1,j}^{k+1,*})$ , resultará numa equação que representa a correção de velocidade  $u$  no método. Equações similares devem ser obtidas para as outras componentes de velocidade.

$$u_{i,j}^{k+1} = u_{i,j}^{k+1,*} - \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{A_{i,j}} \frac{\Delta p'}{\Delta x} \tag{6.98}$$

$A_{i,j}$  é o coeficiente que acompanha a variável  $u_{i,j}$  na equação discretizada, e o termo  $p'$  é a diferença entre a pressão correta e a pressão aproximada.

$$A_{i,j}^k = 1 + u_{i,j}^k \frac{\Delta t}{\Delta x} + 2v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \quad (6.99)$$

$$p' = p - p^* \quad (6.100)$$

Uma equação que permita calcular a pressão  $p'$  deve ser obtida e isto é feito substituindo-se as equações de correção de velocidade na equação da conservação da massa na sua forma discretizada. Baseado na Figura 6.8, a equação da conservação da massa, Equação 6.2, escrita em diferenças finitas apresenta o seguinte formato.

$$\frac{u_{i+\frac{1}{2},j} - u_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j+\frac{1}{2}} - v_{i,j-\frac{1}{2}}}{\Delta x} = 0 \quad (6.101)$$

Nesta equação, as velocidades  $u$  e  $v$  utilizadas correspondem a pontos intermediários dos nós principais da malha e deverão ser obtidas como uma interpolação das velocidades nesses nós, que é em definitiva onde as velocidades são calculadas pelas equações da quantidade de movimento na sua forma discreta.

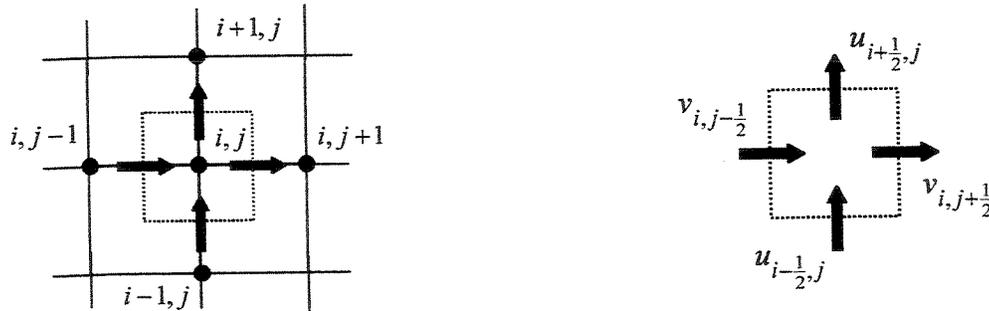


Figura 6.8 Esquema para discretização da equação da continuidade.

As equações de correção de velocidade, aplicadas nos pontos intermediários, podem ser escritas como segue;

$$u_{i+\frac{1}{2},j}^{k+1} = u_{i+\frac{1}{2},j}^{k+1,*} - \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{A_{i+\frac{1}{2},j}} \frac{p'_{i+1,j} - p'_{i,j}}{\Delta x} \quad (6.102a)$$

$$u_{i-\frac{1}{2},j}^{k+1} = u_{i-\frac{1}{2},j}^{k+1,*} - \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{A_{i-\frac{1}{2},j}} \frac{p'_{i,j} - p'_{i-1,j}}{\Delta x} \quad (6.102b)$$

$$v_{i,j+\frac{1}{2}}^{k+1} = v_{i,j+\frac{1}{2}}^{k+1,*} - \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{A_{i,j+\frac{1}{2}}} \frac{p'_{i,j+1} - p'_{i,j}}{\Delta y} \quad (6.102c)$$

$$v_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+1} = v_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+1,*} - \frac{\Delta t}{\rho} \frac{1}{A_{i,j-\frac{1}{2}}} \frac{p'_{i,j} - p'_{i,j-1}}{\Delta y} \quad (6.102d)$$

Então substituindo as Equações 6.102a a 6.102d na Equação 6.101, e arranjando convenientemente, temos,

$$\begin{aligned} & \frac{\Delta t}{\rho \Delta x_c^2} \left( \frac{p'_{i,j} - p'_{i-1,j}}{A_{i-\frac{1}{2},j}} - \frac{p'_{i+1,j} - p'_{i,j}}{A_{i+\frac{1}{2},j}} \right) + \frac{\Delta t}{\rho \Delta y_c^2} \left( \frac{p'_{i,j} - p'_{i,j-1}}{A_{i,j-\frac{1}{2}}} - \frac{p'_{i,j+1} - p'_{i,j}}{A_{i,j+\frac{1}{2}}} \right) = \\ & - \left( \frac{u_{i+\frac{1}{2},j}^{k+1,*} - u_{i-\frac{1}{2},j}^{k+1,*}}{\Delta x} + \frac{v_{i,j+\frac{1}{2}}^{k+1,*} - v_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+1,*}}{\Delta y} \right) \end{aligned} \quad (6.103)$$

Assim, temos obtido uma equação de Poisson para a pressão, Equação 6.103, que pode ser resolvida utilizando-se os mesmos métodos usados para resolver as equações discretas para os campos de temperatura e velocidade.

Tendo calculado a pressão  $p'$  da Equação 6.103, a pressão deverá ser corrigida pela relação dada na Equação 6.100, obtendo-se uma pressão correta  $p$ . De acordo com Williams e Baker(1994) a Equação 6.100 tende a sobre dimensionar a correção requerida pela pressão, e portanto algum nível de sub-relaxação  $\lambda$  deve ser introduzido no termo de pressão  $p'$  para assegurar a convergência da solução. Esta relação modificada para a correção da pressão é dada pela Equação 6.104.

$$p = p^* + \lambda p' \quad (6.104)$$

Uma seqüência iterativa típica para a implementação do método SIMPLE de solução é como segue

- Passo 1. Estimar um campo de pressão  $p_{i,j}^{k,*}$  e campo de velocidade  $u_{i,j}^k$  e  $v_{i,j}^k$  (para casos transitórios podem ser os valores iniciais das variáveis)
- Passo 2. Calcular as velocidades aproximadas  $u_{i,j}^{k+1,*}$  e  $v_{i,j}^{k+1,*}$  das equações de movimento
- Passo 3. Resolver a equação de Poisson para a pressão, Equação 6.103.
- Passo 4. Corrigir  $u_{i,j}^{k+1,*}$  e  $v_{i,j}^{k+1,*}$ , obtendo o campo de velocidade que satisfaz a equação da conservação da massa
- Passo 5. Aplicar a equação de correção de pressão com sub-relaxação
- Passo 6. Resolver as equações para as variáveis adicionais, como por exemplo neste caso o campo de temperatura.
- Passo 7. Repetir os Passos 2 a 6 com  $p_{i,j}^{k,*} = p_{i,j}^{k+1}$  até alcançar a convergência.

A seqüência de calculo para o método SIMPLE apresentada no item anterior é levemente modificada para levar em conta o método ADI de solução das equações discretizadas. O algoritmo de solução, implementado em Fortran 90, é mostrado na Figura 6.9. Semelhante ao caso do problema tratado no capítulo 4 do presente trabalho, o programa computacional foi implementado na forma de subrotinas acopladas ao programa principal. Nessas subrotinas são realizados os cálculos dos campos de velocidade, pressão e temperatura, considerando-se de modo alternado cada direção preferencial de varredura. Subrotinas específicas para determinar as condições de incidência de radiação solar e temperatura do ambiente externo são também acopladas ao programa principal. Estas condições variam com o tempo e cada vez que se requerem valores atualizados delas o programa principal ativa as subrotinas correspondentes. O modelo utilizado para quantificar estas variáveis (radiação solar incidente e temperatura ambiente externa) foi descrito com detalhes no item 3.3 do Capítulo 3.

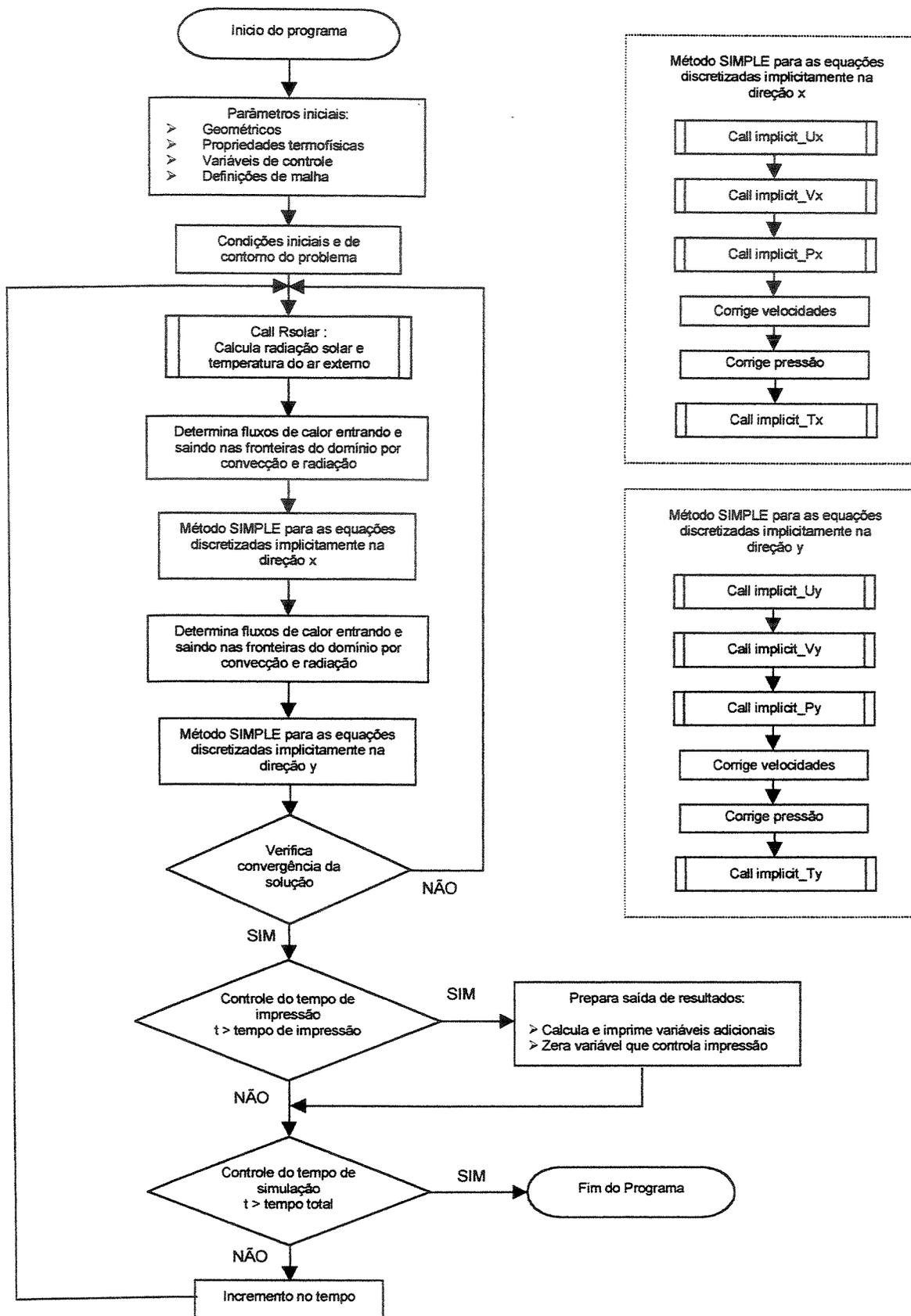


Figura 6.9 Algoritmo simplificado do código computacional implementado.

### 6.3.4 Validação do programa numérico.

Antes de realizar as simulações numéricas para o estudo proposto será realizada a validação do código computacional implementado. As justificativas para realizar isto foram expostas no item 4.3.3 do capítulo 4 e são igualmente válidas para este caso em questão.

A validação será realizada simulando um caso teste clássico e comparado-se os resultados com a solução de outros autores para o mesmo problema. Além disso, serão realizados também testes de malha de modo assegurar a independência dos resultados com relação à malha empregada.

#### 6.3.4.1 Teste de malha

Para realizar o teste de malha foram assumidas as seguintes características do sistema janela de vidro duplo ventilada.

O sistema é formado por duas placas de vidro de 8 mm de espessura cada e separadas por uma distância de 3 cm entre elas (largura do canal). A altura do canal é igual à altura das placas de vidro mais a altura total de dois trechos adiabáticos, colocados na entrada e na saída do canal, e que correspondem a aproximadamente 25% da altura de uma das placas de vidro. A altura dos vidros é igual a 1 m.

A radiação solar incidente é assumida como sendo constante é igual a  $600 \text{ W/m}^2$ , enquanto que as temperaturas do ambientes interno e externo também são constantes e igual a  $24^\circ\text{C}$  e  $35^\circ\text{C}$  respectivamente. Os coeficientes de transferência de calor nos ambientes externo e internos, utilizados para computar a troca de calor convectivo, são obtidos das correlações discutidas no capítulo 3, item 3.2. Ainda, o modelo considera que as superfícies interna e externa da janela trocam calor por radiação de comprimento de onda longa com os ambientes interno e externo respectivamente, assim, assumiremos que a propriedade emissividade do vidro é constante e igual a 0,84.

Como condições iniciais, adota-se que todo o sistema está a uma temperatura uniforme e igual à temperatura do ambiente interno, e o ar no canal encontra-se estacionário.

Sob estas condições de simulação, o sistema evolui desde o estado termodinâmico inicial até a condição de regime permanente, e os resultados obtidos para esse instante de tempo (a condição de regime permanente) serão utilizados para realizar as comparações entre as malhas usadas. Os testes são realizados fixando-se um tamanho de malha numa das direções, enquanto que é variado o número de intervalos na outra direção, logo a seguir inverte-se o processo. Os parâmetros tomados como base de comparação são: (a) perfil de temperatura na superfície externa da janela; (b) perfil de temperatura do fluido na linha central do canal em função da altura deste; (c) perfil de velocidade  $u$  do fluido na altura média do canal e (d) perfil de temperatura (vidro-fluido) na altura média do canal.

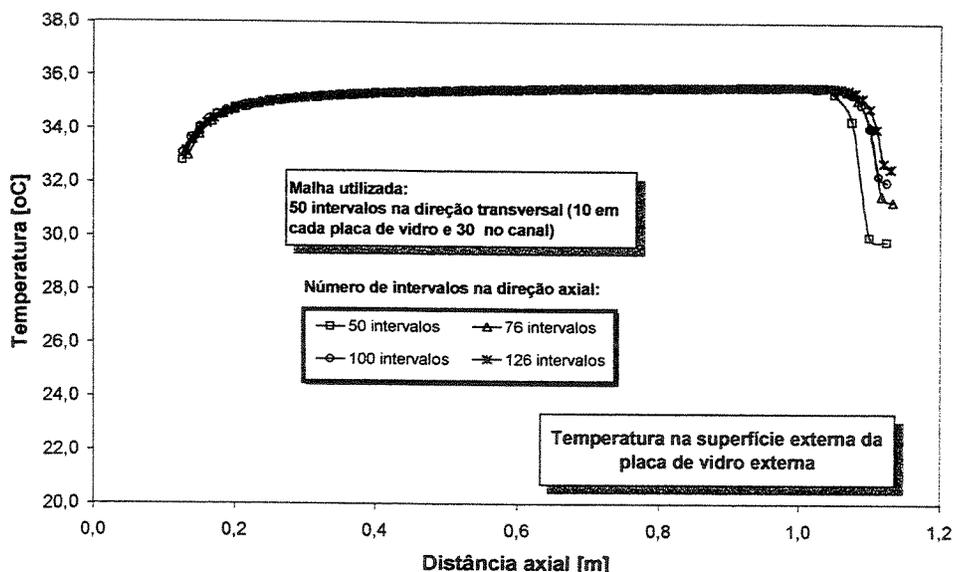


Figura 6.10 Temperatura na superfície externa da placa de vidro externa após alcançar o regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial.

Nas Figuras 6.10 à 6.13 é mostrado o efeito do refinamento da malha na direção  $x$  sobre os parâmetros escolhidos como base de comparação. Verifica-se que existe pouca diferença entre os resultados obtidos com cada uma das malhas. Similarmente, as Figuras 6.14 à 6.17 mostram o efeito para o caso da malha sendo refinada na direção  $y$ . Neste caso, a diferença entre os resultados obtidos com cada uma das malhas testadas, é um pouco mais pronunciada que no caso

anterior, no entanto, esta diferença em termos relativos não parece ser considerável. No caso do perfil de velocidade (Figura 6.16), a máxima diferença é da ordem de 8%, e no caso do perfil de temperatura (Figura 6.17) está diferença relativa máxima não alcança 1% para medidas de temperaturas absolutas.

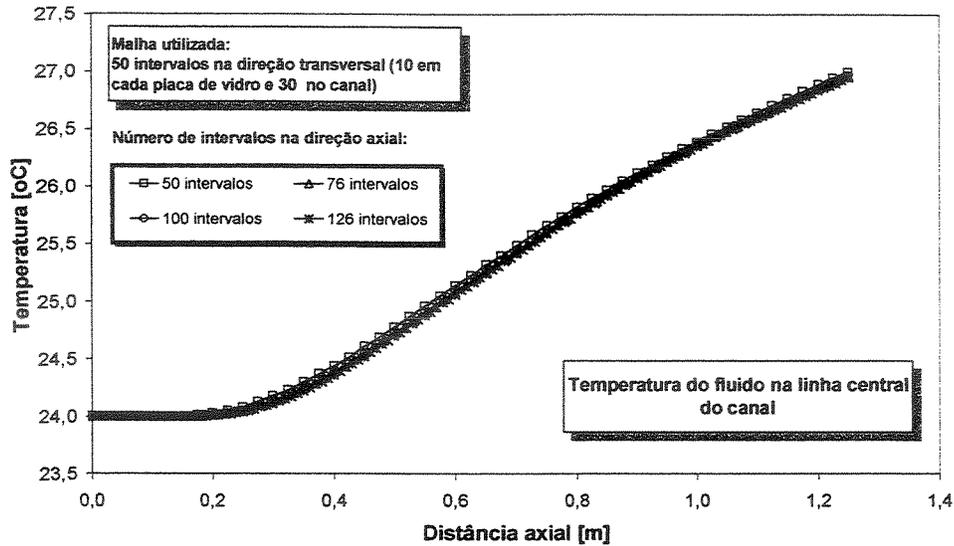


Figura 6.11 Temperatura do fluido na linha central do canal após alcançar o regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial.

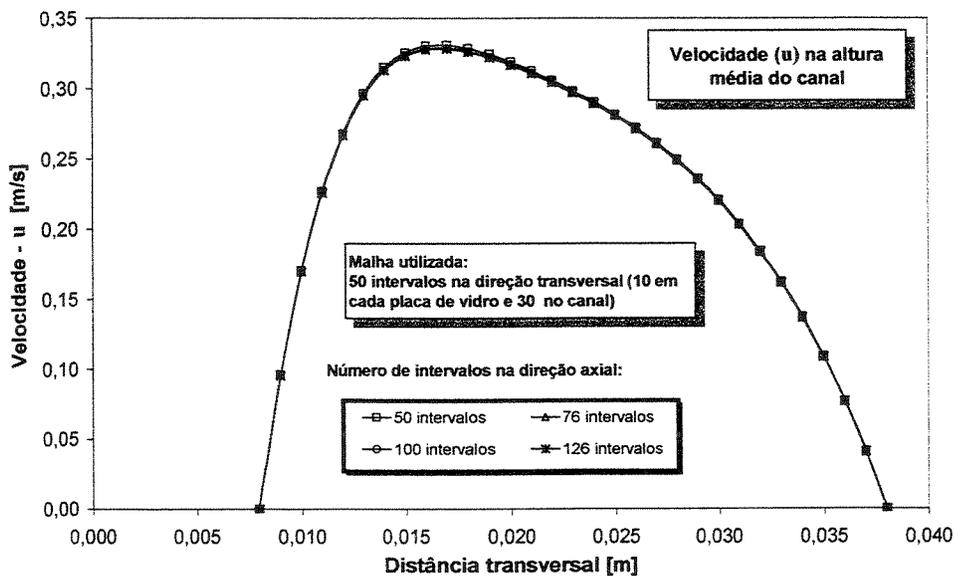


Figura 6.12 Velocidade  $u$  na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial.

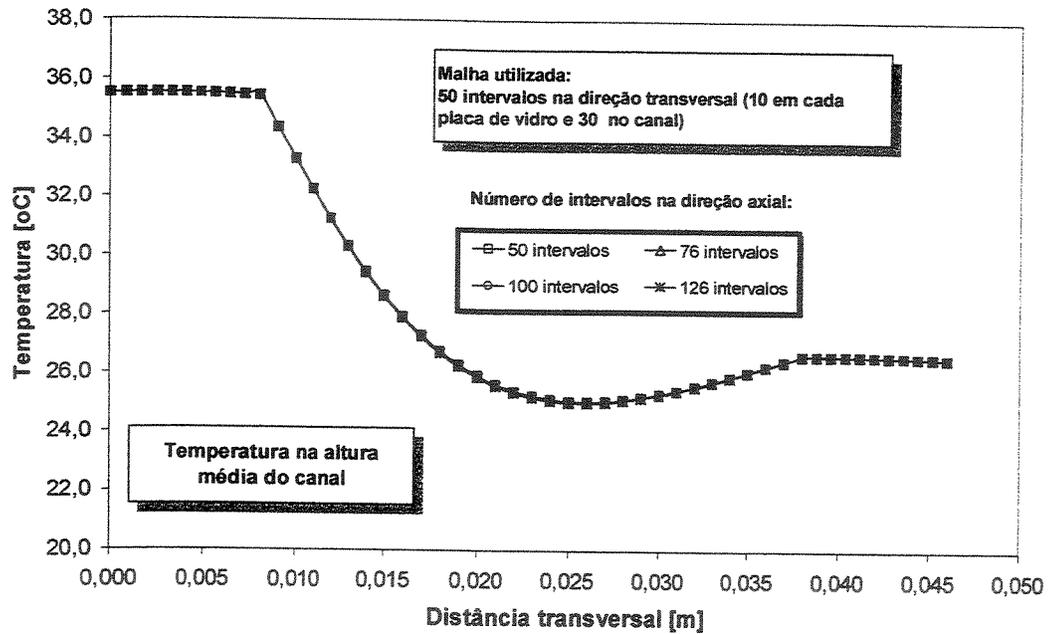


Figura 6.13 Perfil de temperatura na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção axial.

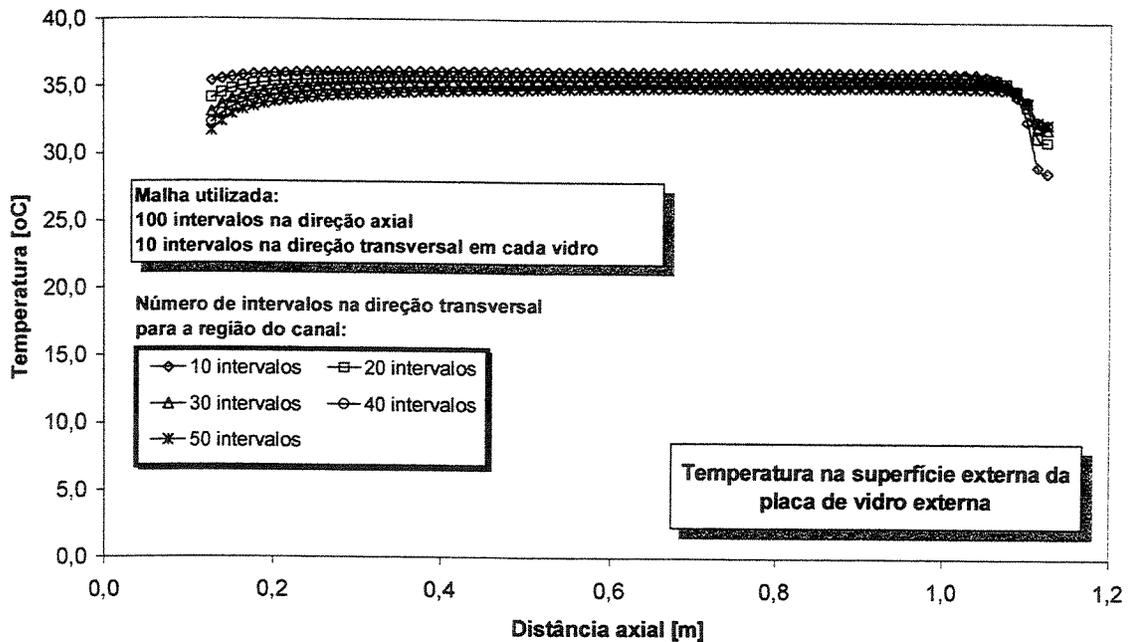


Figura 6.14 Perfil de temperatura na superfície externa da placa de vidro externa para a condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal.

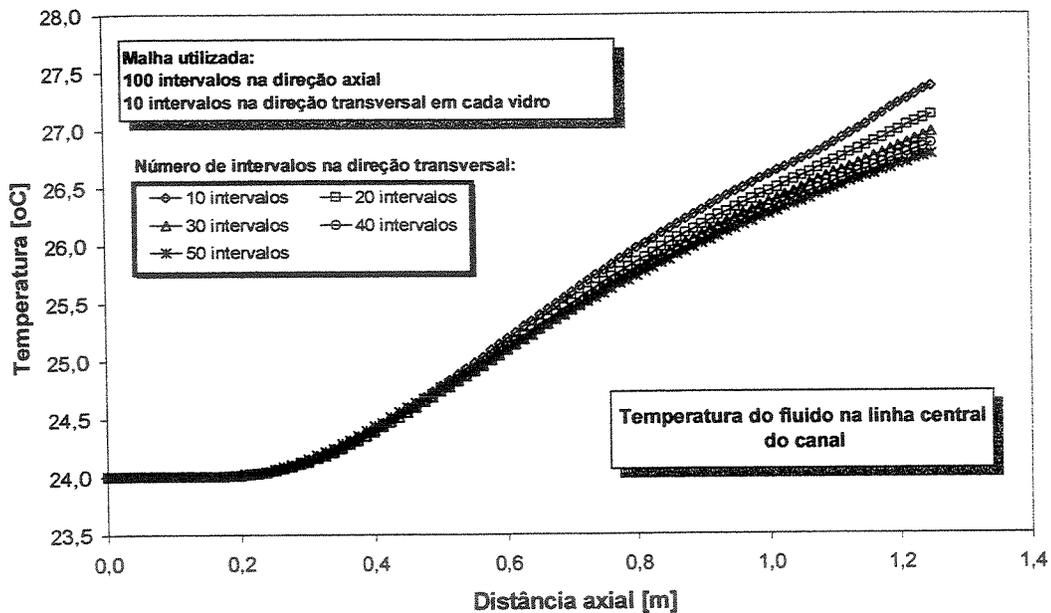


Figura 6.15 Temperatura do fluido na linha central do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal.

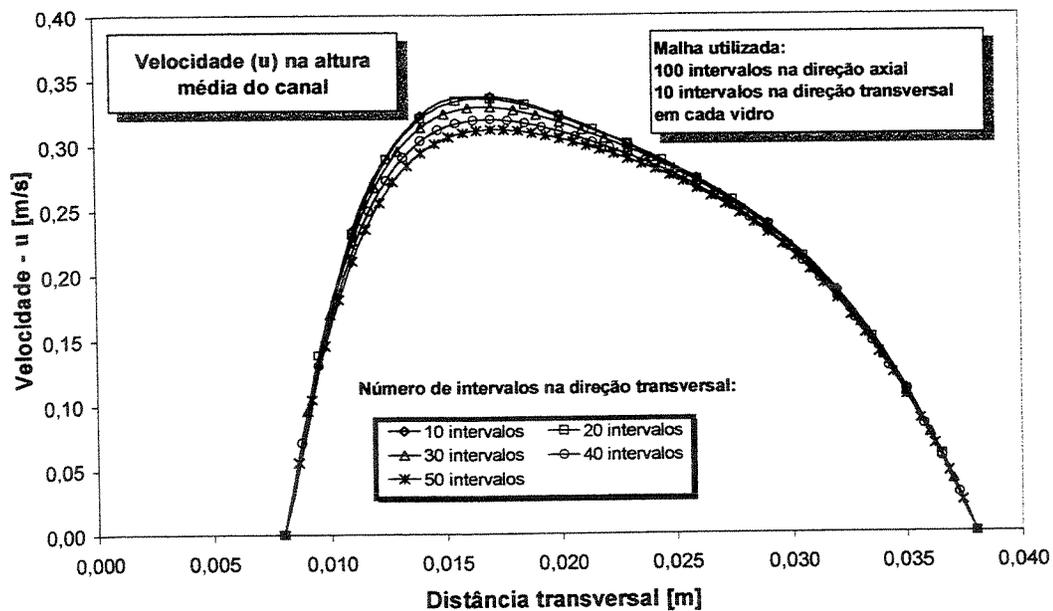


Figura 6.16 Velocidade  $u$  na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal.

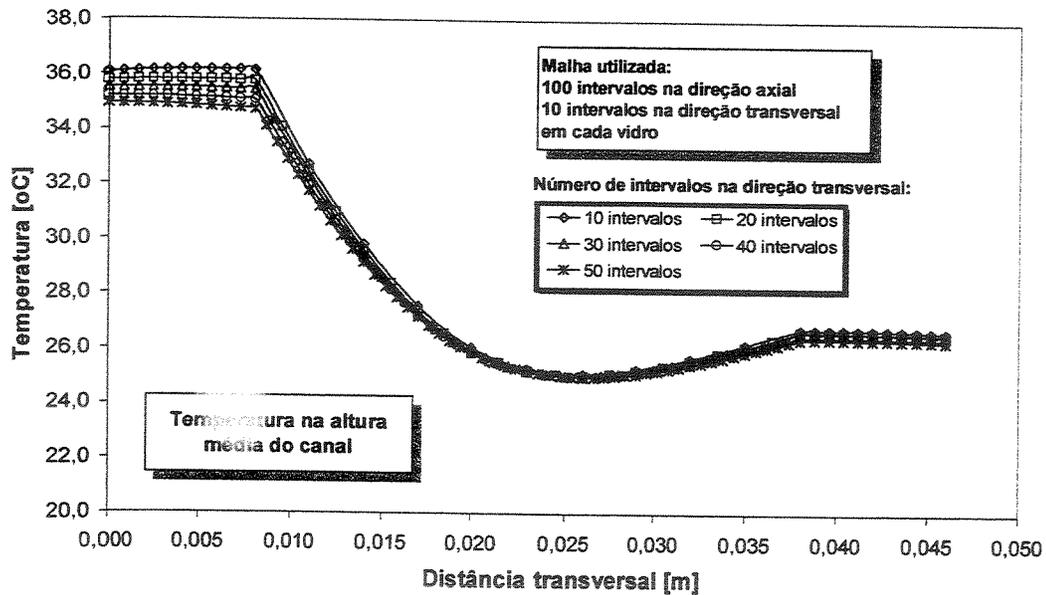


Figura 6.17 Perfil de temperatura na altura média do canal para condição de regime permanente e para diversos tamanhos de malha na direção transversal.

#### 6.3.4.2 Validação por comparação

Aqui será realizada uma simulação de um problema similar já analisado por outros autores e com resultados disponíveis na literatura para efeitos de comparação. O problema escolhido trata-se da convecção natural entre placas paralelas sob as condições de contorno de temperatura e fluxo de calor constante. O efeito da espessura das paredes não é considerado aqui.

Resultados para este problema são fartamente encontrados na literatura. Um dos trabalhos considerado clássico e amplamente citado por diversos autores que estudaram problemas similares deve-se a Aung et al.(1972). Nesse trabalho os autores realizam um estudo numérico e experimental do escoamento laminar entre placas paralelas devido à convecção natural, e utilizam uma formulação em regime permanente para modelar o problema.

Enquanto a formulação empregada na presente simulação, esta resulta ser a mesma descrita no item 6.2 deste capítulo, porém, adequando as condições de contorno e as características geométricas para o problema estudado por Aung et al.(1972). Como na formulação atual considera-se o problema em regime transitório, as simulações são estendidas no tempo até

alcançar a condições de regime permanente e assim poder realizar as comparações desejadas. O parâmetro escolhido para realizar esta comparação, e portanto a validação do código computacional, é a vazão volumétrica induzida adimensional, considerando aquecimento simétrico das placas sob duas condições de contorno diferentes (temperatura e fluxo de calor uniforme).

A Figura 6.18 apresenta os resultados para o caso de temperatura constante nas paredes do canal e a Figura 6.19 para o caso de fluxo de calor constante. Em ambas situações os resultados do presente modelo apresentam uma boa concordância com os resultados de Aung et al.(1972). e isto representa um indicador da capacidade do atual modelo e código computacional para tratar problemas deste tipo. O parâmetro adimensional número de Grashof ( $Gr$ ) nos gráficos das Figuras 6.18 e 6.19 é definido como em Aung et al.(1972). Assim, para temperatura constante na parede

$$Gr = \frac{g\beta(T_{w1} - T_o)b^4}{L\nu^2} \quad (6.105a)$$

e para fluxo de calor constante na parede

$$Gr = \frac{g\beta qb^5}{Lk_f\nu^2} \quad (6.105b)$$

Nas Equações 6.105a e 6.105b,  $T_{w1}$  e  $T_o$  são as temperaturas na parede e na entrada do canal respectivamente,  $k_f$  é a condutividade térmica do fluido,  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido,  $L$  e  $b$  são a altura e largura do canal respectivamente, e  $q$  é o fluxo de calor na parede.

Adicionalmente, também são mostradas algumas curvas do perfil de velocidade e temperatura adimensional ( $U$ ,  $V$  e  $\theta$ ) para algumas condições de número de Grashof (Figuras 6.20 à 6.23). Os parâmetros adimensionais usados nestes gráficos são definidos com segue,

$$U = \frac{ub}{\nu Gr} ; \quad V = \frac{vb}{\nu} ; \quad Y = \frac{y}{b}$$

Para condição de temperatura constante:

$$\theta = \frac{T - T_o}{T_{w1} - T_o} ; \quad Gr = \frac{g\beta(T_{w1} - T_o)b^3}{\nu^2}$$

Para condição de fluxo de calor constante:

$$\theta = \frac{T - T_o}{\frac{qb}{k_f}} ; \quad Gr = \frac{g\beta qb^4}{k_f \nu^2}$$

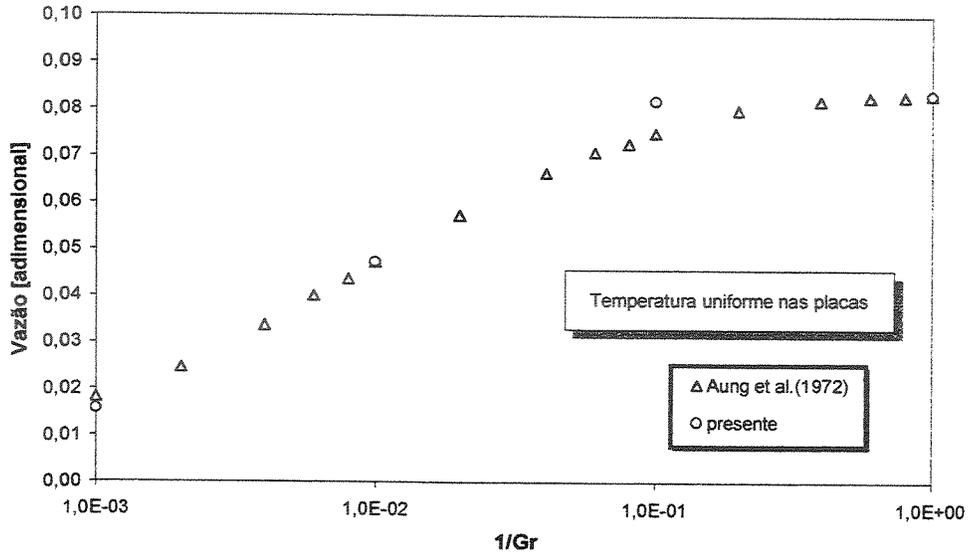


Figura 6.18 Vazão adimensional em função do inverso do número de Grashof para condição de temperatura constante nas paredes.

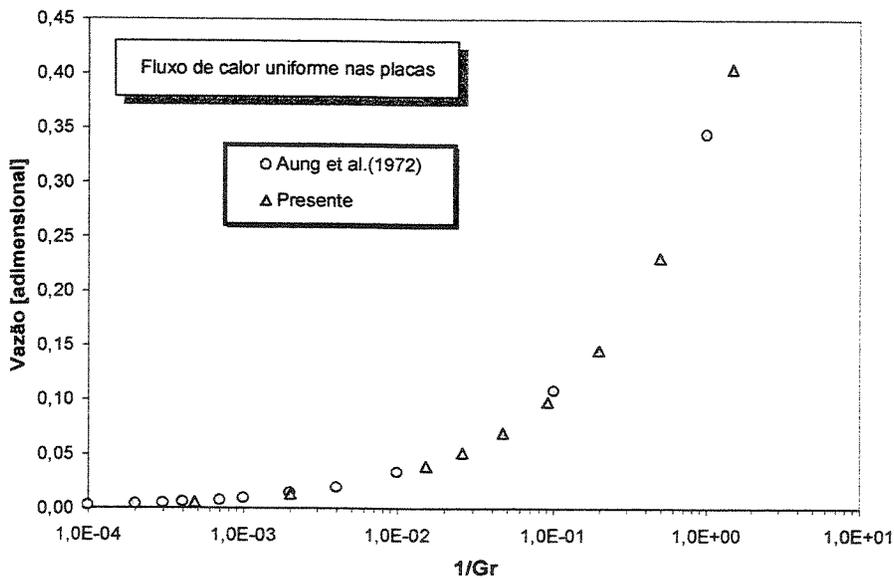


Figura 6.19 Vazão adimensional em função do inverso do número de Grashof para condição de fluxo de calor uniforme nas paredes.

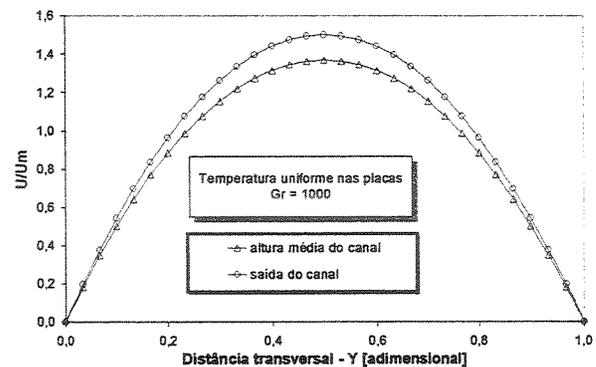
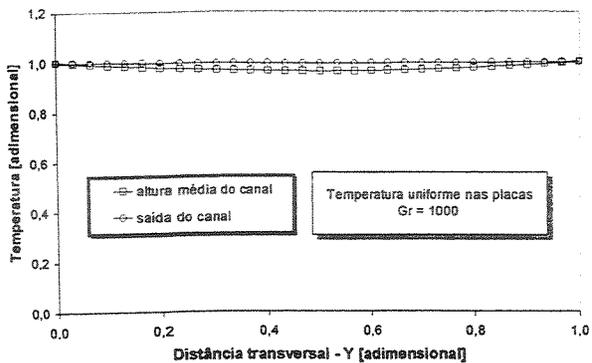
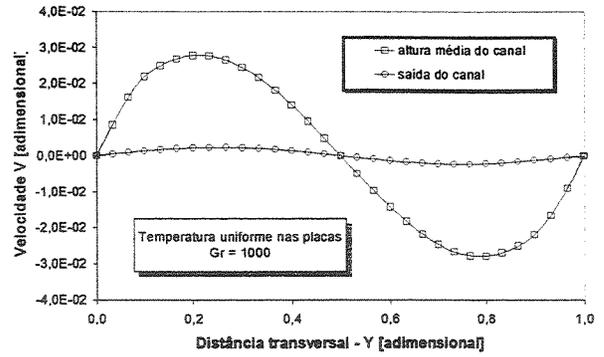
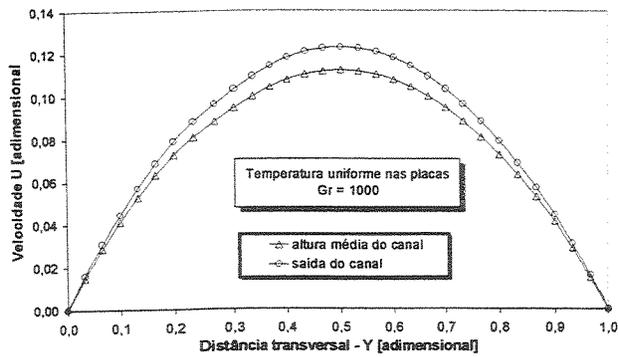


Figura 6.20 Condição de temperatura constante nas paredes,  $Gr = 1000$ .

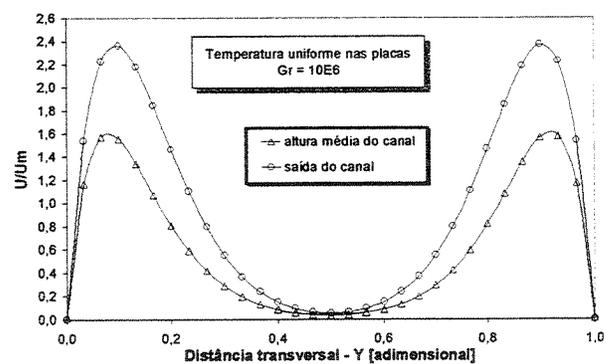
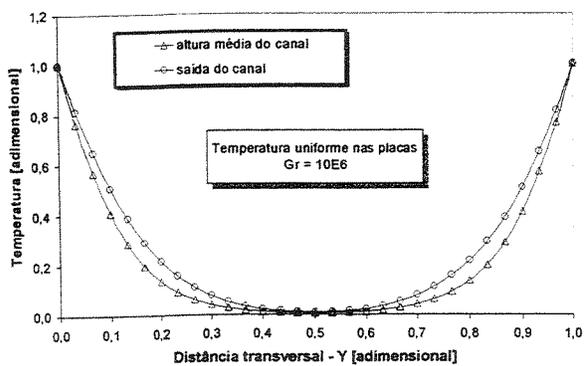
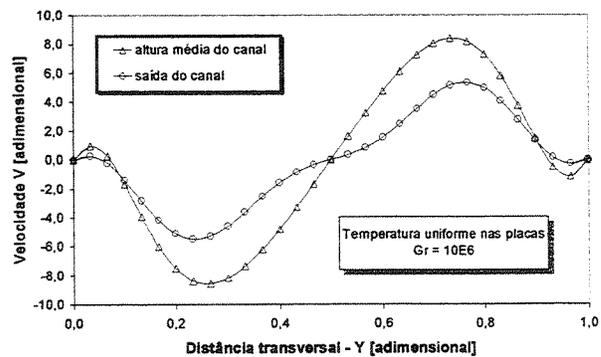
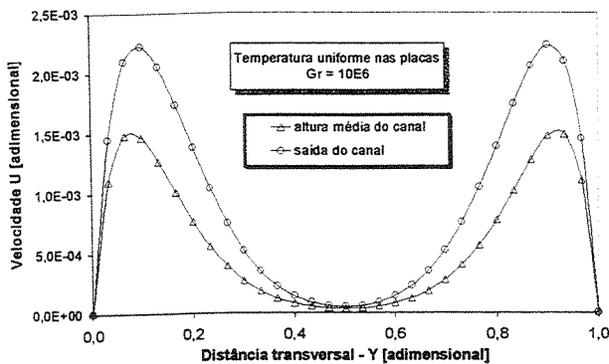


Figura 6.21 Condição de temperatura constante nas paredes,  $Gr = 10E06$ .

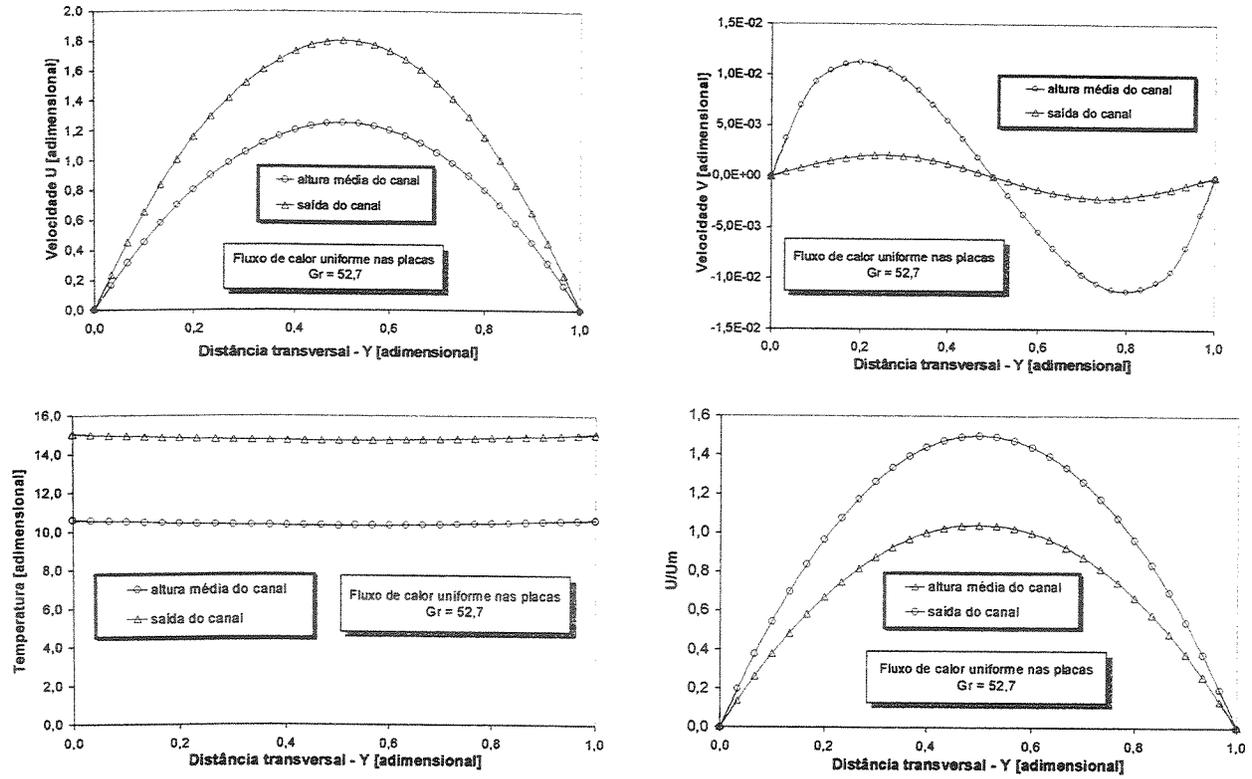


Figura 6.22 Condição de fluxo de calor constante nas paredes,  $Gr = 52,7$ .

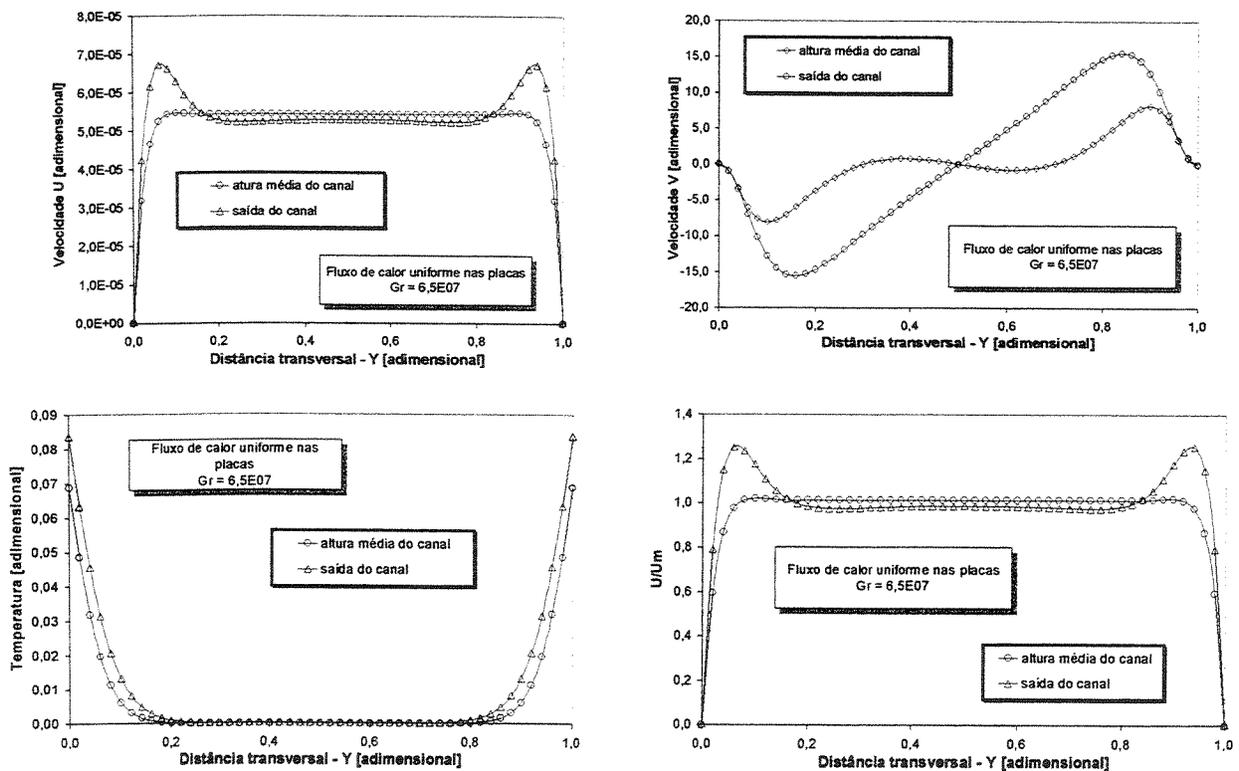


Figura 6.23 Condição de fluxo de calor constante nas paredes,  $Gr = 6,5E07$ .

A seguir mostra-se uma outra comparação de resultados com o trabalho de Wirtz e Stutzman(1982). Nesse trabalho, os autores apresentam resultados experimentais para o escoamento por convecção natural entre placas paralelas verticais. As placas são aquecidas simetricamente por um fluxo de calor constante nas paredes e a temperatura na superfície desta foi registrada com sensores tipo termopares. Também são realizadas medidas de temperatura de forma indireta a través da análise de interferogramas do escoamento.

As Figuras 6.24 e 6.25 mostram os resultados comparativos para duas condições diferentes de fluxo de calor ( $q = 55,68 \text{ W/m}^2$  e  $q = 114,24 \text{ W/m}^2$ ). As curvas mostradas nos gráficos representam a diferença de temperatura entre a parede do canal e o fluido na entrada em função da altura do canal. Observando-se ambos os gráficos conclui-se, que o resultados obtidos com o código computacional aqui implementado apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais de Wirtz e Stutzman(1982).

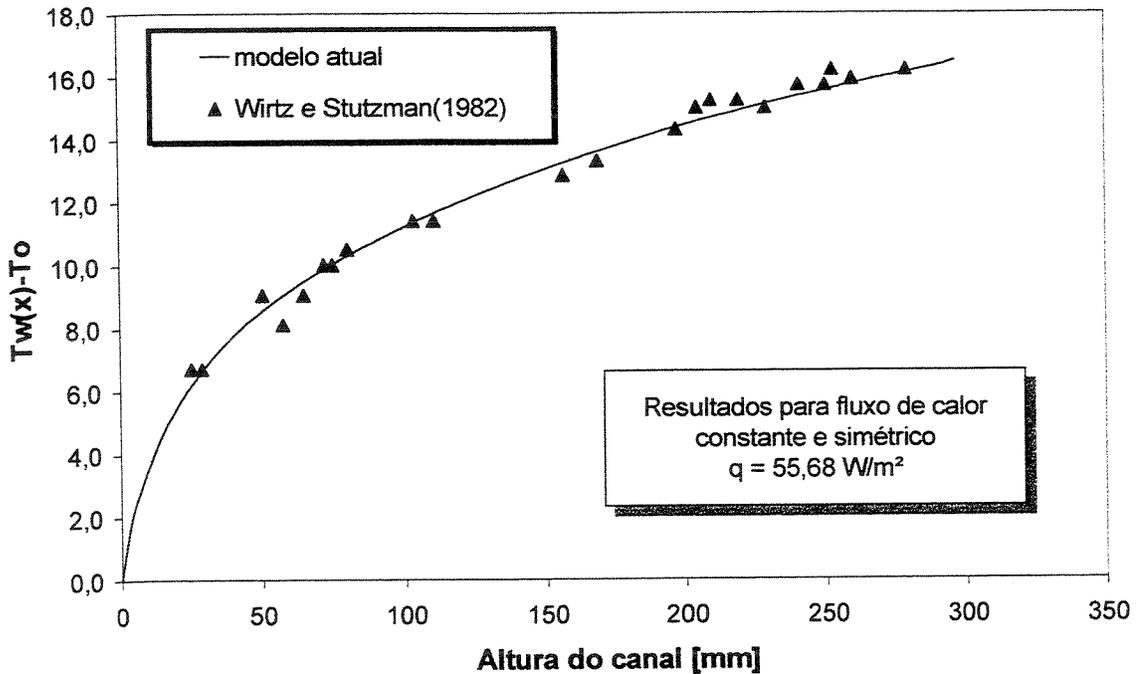


Figura 6.24 comparação entre os resultados do presente modelo com os resultados experimentais de Wirtz e Stutzman(1982) para  $q = 55,68 \text{ W/m}^2$ .

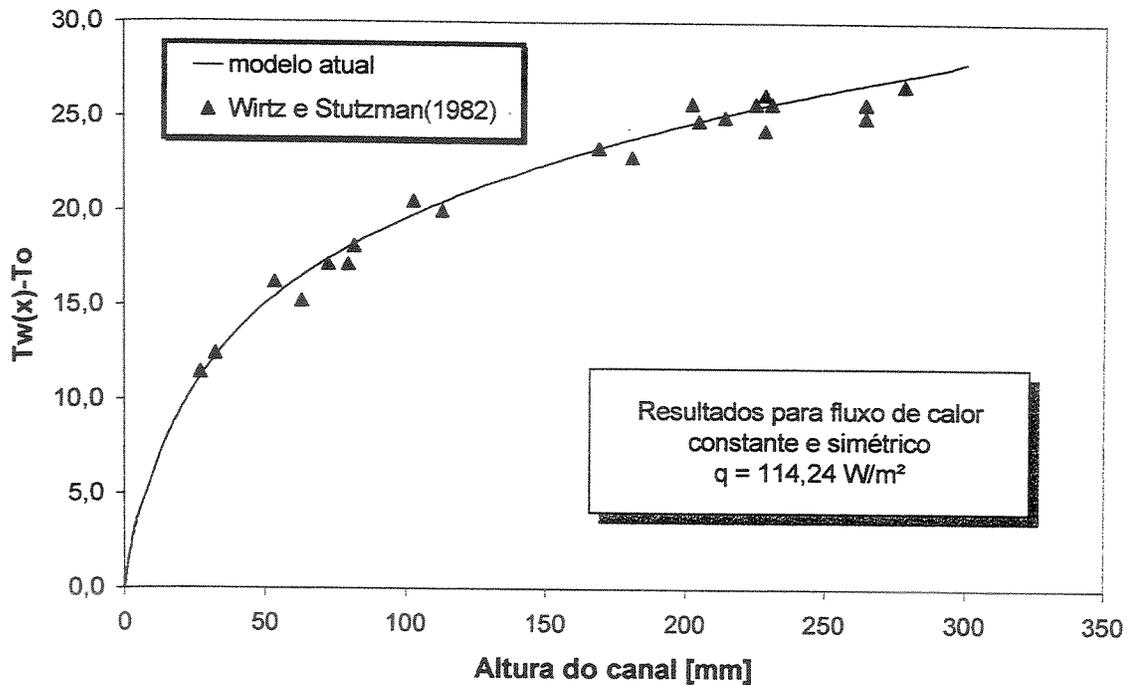


Figura 6.25 comparação entre os resultados do presente modelo com os resultados experimentais de Wirtz e Stutzman(1982) para  $q = 114,24 \text{ W/m}^2$ .

#### 6.4 Resultados

Tendo validado o programa e determinado a influência do tamanho da malha, a seguir serão apresentados os resultados da presente investigação sobre o sistema de janela de vidro duplo ventilada. As simulações serão realizadas utilizando-se uma malha de  $100 \times 50$  (100 intervalos na direção  $x$  e 50 intervalos na direção transversal  $y$ , sendo que desses 50 intervalos na direção transversal, 30 correspondem à região do canal propriamente dito e 10 intervalos em cada placa de vidro) e o passo de tempo adotado é de 0,01 segundo ( $\Delta t = 0,01 \text{ s}$ ). Verificou-se que passos de tempo maiores do que isso causam problemas de convergência.

Alguns dos parâmetros que foram utilizados para levar adiante os ensaios numéricos são relacionados a seguir:

- Placas de vidro de 8mm de espessura cada e 1 m de altura
- Duas regiões adiabáticas (uma na entrada e outra na saída do canal) com dimensões de 25% da altura da placa de vidro (a soma das duas)

- Temperatura do ambiente interno é assumida constante e igual a  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de entrada do fluido no canal constante é igual à temperatura do ambiente interno
- Emissividade das placas de vidro  $\varepsilon = 0,84$  (parâmetro necessário para computar a troca de calor por radiação de onda longa entre as superfícies da janela e o ambiente interno e externo)
- Coeficiente de extinção no vidro  $z = 7,8\text{ m}^{-1}$  (parâmetro para calcular a distribuição de absorção de radiação solar no interior das placas de vidro)

Sob estas condições de simulação recém citadas, será apresentado um conjunto de resultados numéricos para o sistema de janelas de vidro duplo ventilada e que podem ser brevemente relacionados como segue:

- perfil de temperatura e velocidade na altura média da janela para diferentes espaçamentos entre placas
- perfil de temperatura nas superfícies externa e interna da placa de vidro externa da janela e perfil de temperatura no fluido na linha central do canal em função da altura da janela
- efeito da intensidade de radiação solar sobre o perfil de temperatura na direção transversal na altura média da janela
- Ganho de calor total, ganho de calor solar e ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo
- Coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento.

Os resultados são apresentados para duas condições diferentes de simulação: (a) condições de aquecimento constante e (b) condições de aquecimento variando com o tempo.

#### 6.4.4 Condições de aquecimento constante

Num primeiro instante serão realizados ensaios considerando a radiação solar incidente e a temperatura do ambiente externo (fontes de aquecimento do sistema) constantes. A radiação solar incidente é assumida igual a  $600\text{ W/m}^2$  e a temperatura do ambiente externo igual a  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Todos os resultados apresentados a seguir foram obtidos após o sistema alcançar o regime permanente.

Nas Figuras 6.26 a 6.31 mostra-se o perfil de temperatura nas placas de vidro e o fluido na altura média da janela para diferentes condições de distância entre os vidros. A distância entre as placas de vidro (largura do canal) é variada de 5 mm até 100 mm e o seu efeito sobre o perfil de temperatura pode ser verificado visualmente nas respectivas figuras. Para cada um desses casos, a espessura das placas de vidro que formam a janela é de 8 mm.

A Figura 6.26 representa o caso em que a distância entre as placas é de 10 cm. Na figura observa-se que o perfil de temperatura nas placas de vidro apresenta um comportamento linear e quase constante, enquanto que na região do canal o perfil de temperatura do fluido apresenta um comportamento mais complexo. Para este caso, somente camadas muito próximas das paredes sentem o efeito do aquecimento, enquanto que na região central do canal o fluido continua praticamente com a mesma temperatura de entrada ( $24^{\circ}\text{C}$ )

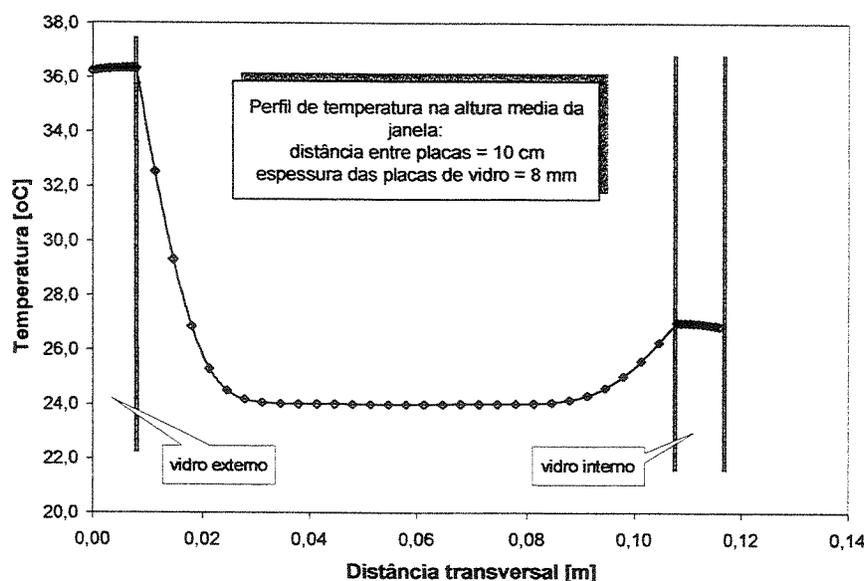


Figura 6.26 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 10 cm

A medida que a distância entre placas é diminuída, camadas de fluidos mais próximas da linha central do canal sentem o efeito do aquecimento e o perfil de temperatura apresenta um

formato mais próximo de um perfil parabólico assimétrico e invertido como no caso de distância entre placas igual a 5 cm e 3 cm mostradas nas Figuras 6.28 e 6.29 respectivamente. Diminuindo ainda mais o espaçamento entre as placas de vidro, o perfil de temperatura se aproxima cada vez mais de um perfil linear como no caso de difusão pura. Isto pode ser observado nas Figuras 6.30 e 6.31 que correspondem aos casos de espaçamento de 10 e 5 mm respectivamente.

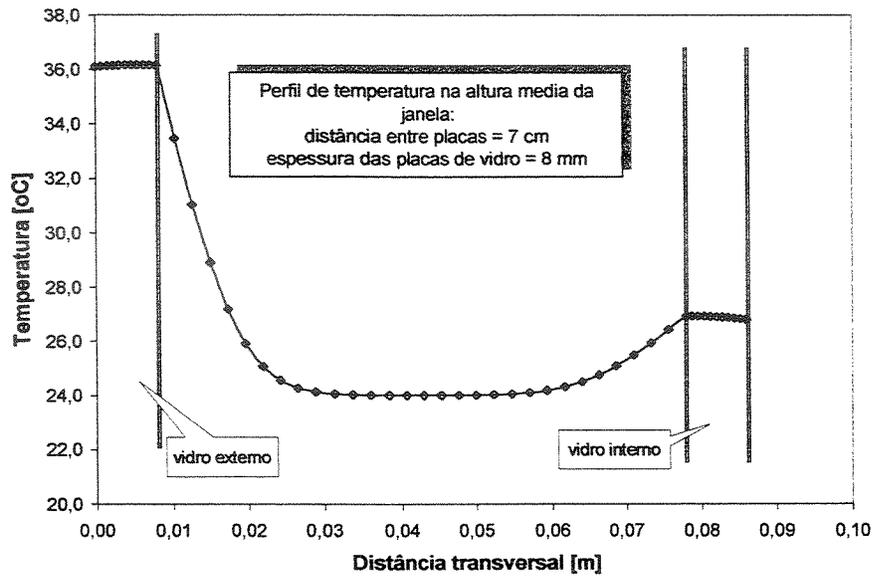


Figura 6.27 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 7 cm.

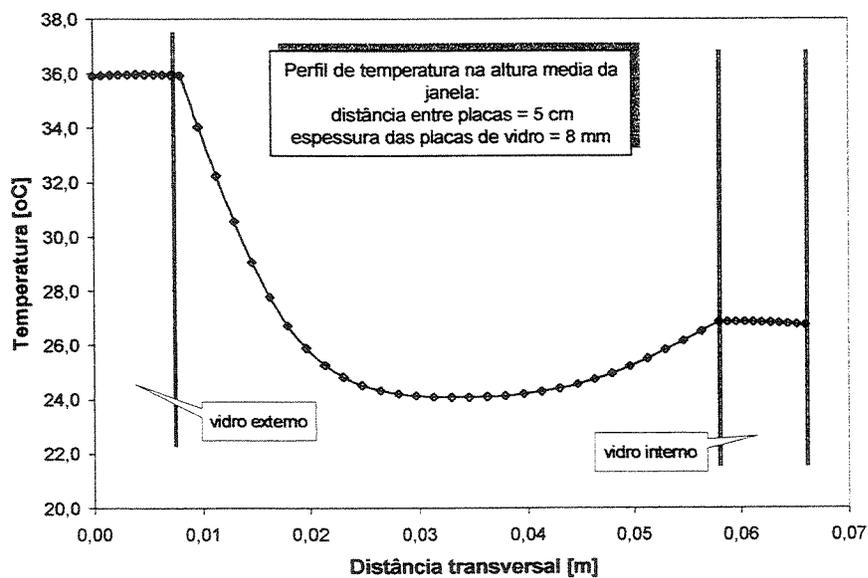


Figura 6.28 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 5 cm

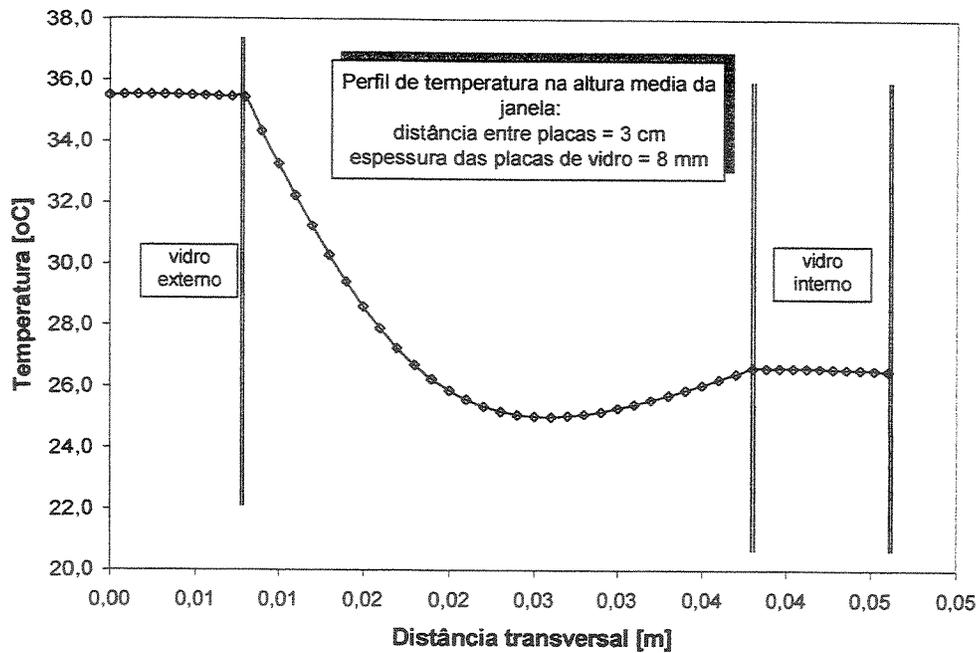


Figura 6.29 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 3 cm

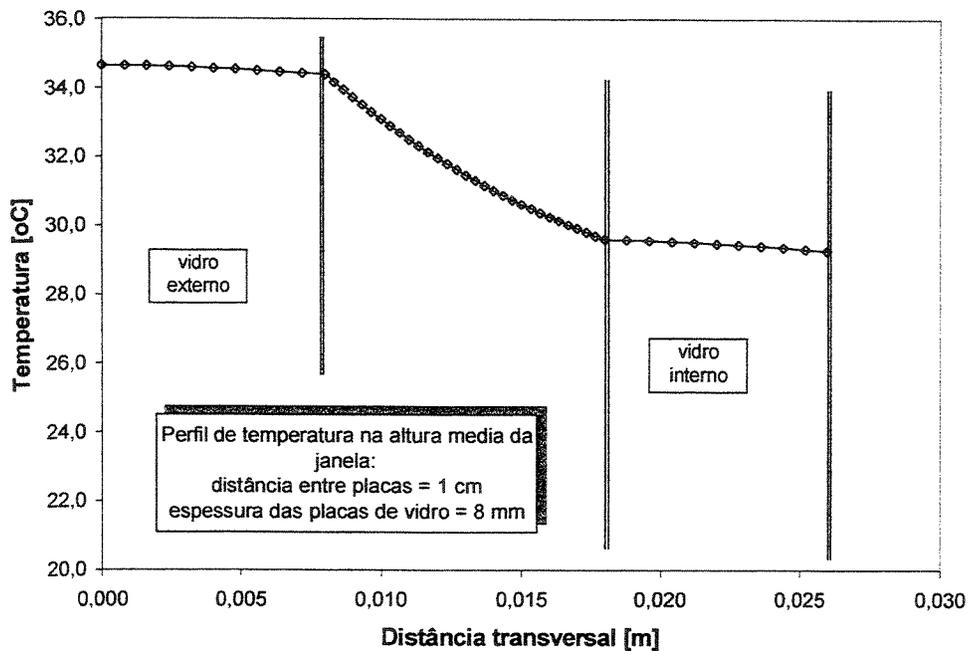


Figura 6.30 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 1 cm

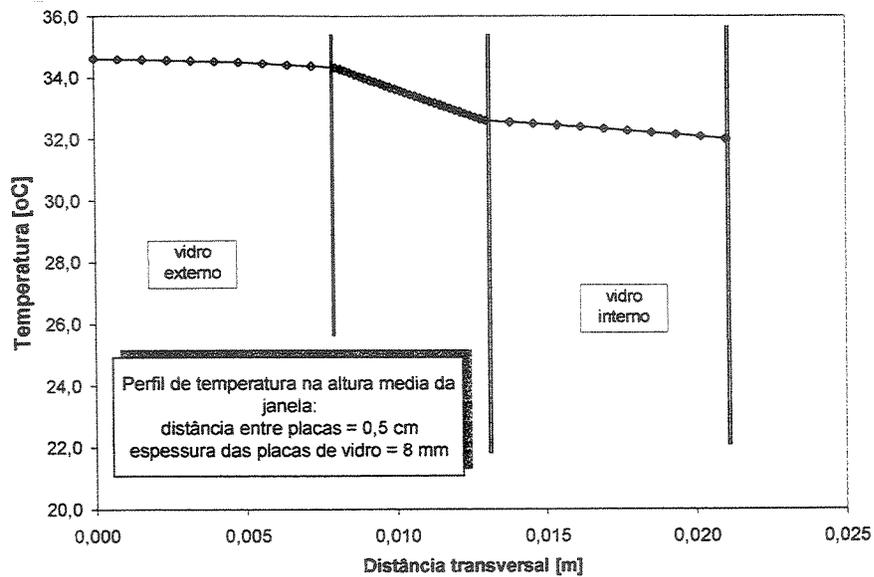


Figura 6.31 Temperatura na altura média da janela para distância entre placas igual a 5 mm

A Figura 6.32 mostra um gráfico comparativo das curvas do perfil de temperatura em função da distância entre placas normalizada. Neste gráfico observa-se claramente como o perfil de temperatura evolui para um perfil linear conforme a distância entre as placas diminui.

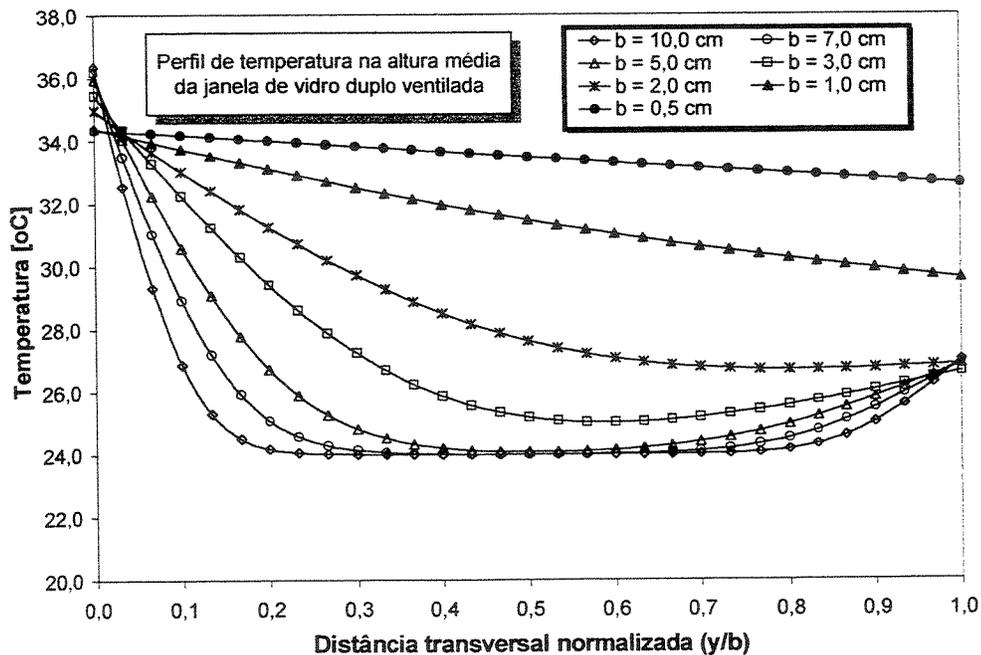


Figura 6.32 Comparação entre os perfis de temperatura na altura média da janela em função da distância transversal normalizada.

A continuação são apresentadas curvas do perfil de velocidade  $u$  e  $v$  na altura média da janela para diferentes condições de espaçamento entre as placas de vidro. Ao igual que no caso das curvas de temperatura, estas também foram obtidas para condições de regime permanente.

Na Figura 6.33 são mostradas os perfis de velocidade para o caso em que a distância entre as placas é de 10 cm. Observa-se que o perfil de velocidade  $u$  é quase que uniforme, apresentando uma região de velocidades maiores próximo da parede esquerda em virtude do nível maior de temperatura desta em relação à parede da direita (ver Figura 6.26). Comportamento semelhante é observado para o caso em que a distância entre placas é de 7 cm, como mostra a Figura 6.34.

Conforme a largura do canal diminui, o perfil de velocidade  $u$  tende a ser parabólico e simétrico como no caso limite em que as placas são aquecidas simetricamente. Verifica-se também, que a magnitude da componente de velocidade  $u$  diminui conforme a distância entre placas torna-se menor. Observando as Figuras 6.35 a 6.37 podemos verificar graficamente este comportamento aqui recém descrito. A Figura 6.37 mostra um perfil de velocidade já praticamente simétrico e parabólico embora ainda exista uma pequena diferença entre as temperaturas das placas que formam o canal como pode ser visto no gráfico do perfil de temperatura, Figura 6.31. A simetria no perfil de velocidade pode ser corroborada pelo gráfico correspondente ao perfil de velocidade  $v$  na Figura 6.37. Esta figura representa o caso em que as placas de vidro são separadas por uma distância de 5 mm.

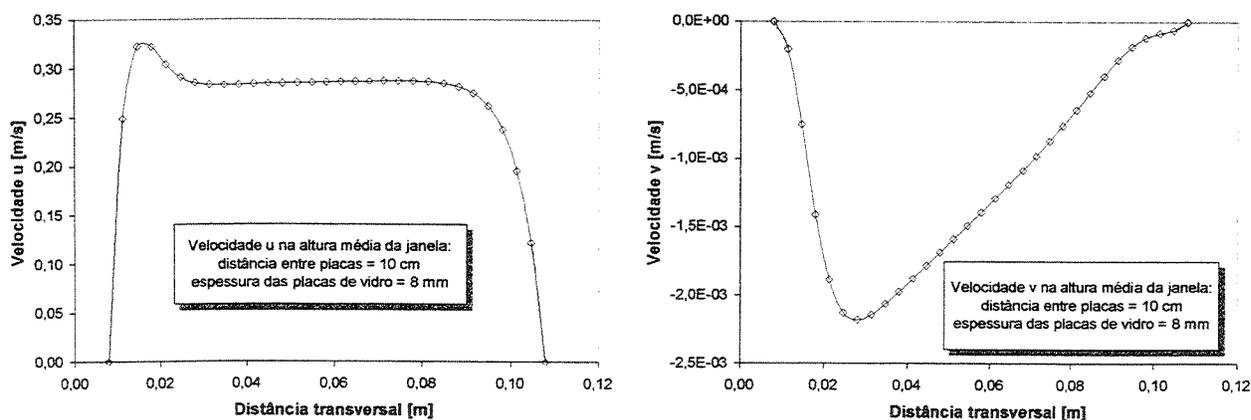


Figura 6.33 Velocidade  $u$  e  $v$  na altura média do janela: distância entre placas igual a 10 cm

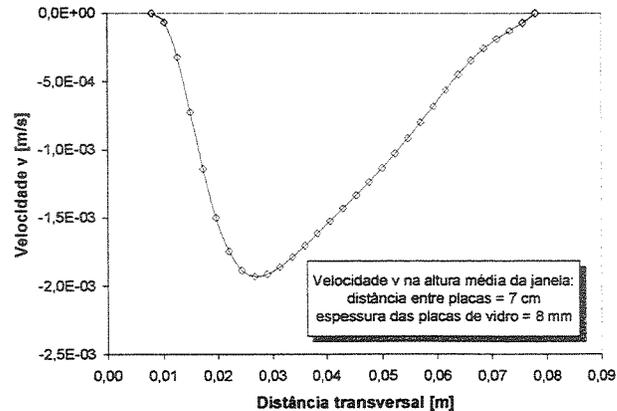
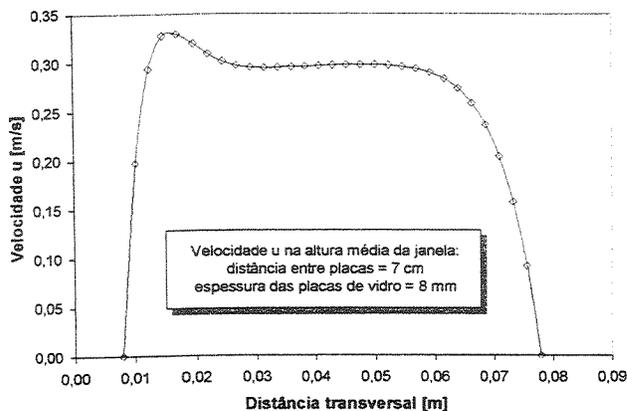


Figura 6.34 Velocidade  $u$  e  $v$  na altura média da janela: distância entre placas igual a 7 cm

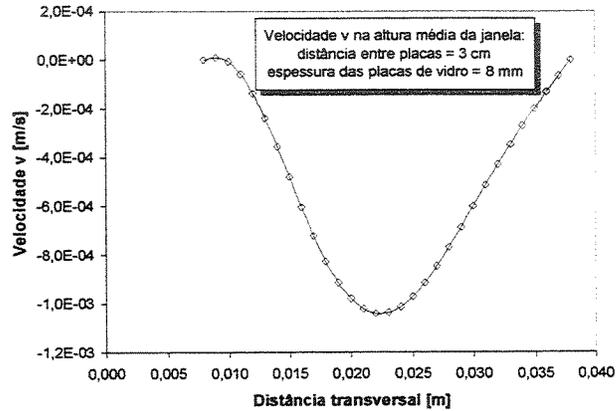
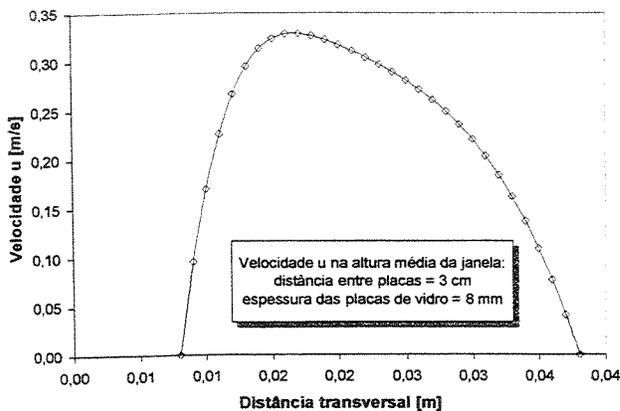


Figura 6.35 Velocidade  $u$  e  $v$  na altura média da janela: distância entre placas igual a 3 cm

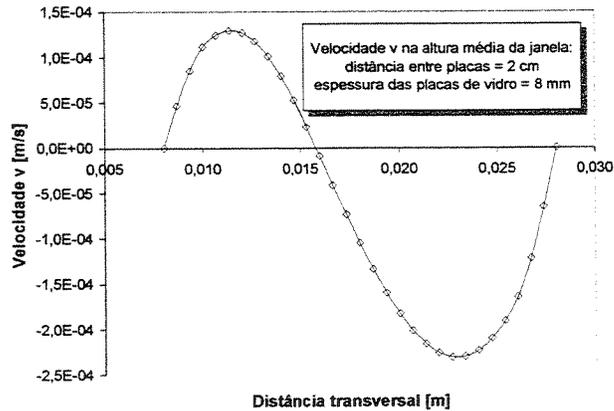
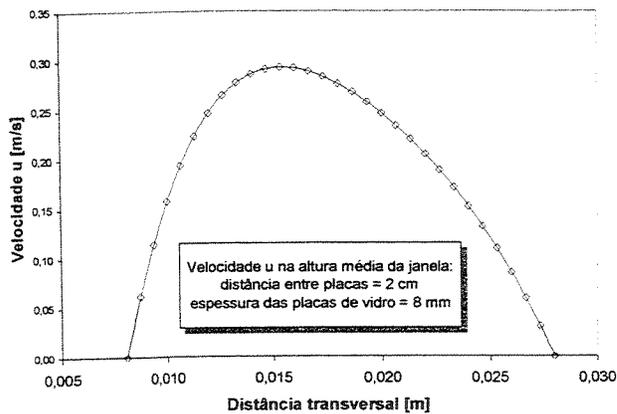


Figura 6.36 Velocidades  $u$  e  $v$  na altura média da janela: distância entre placas igual a 2 cm

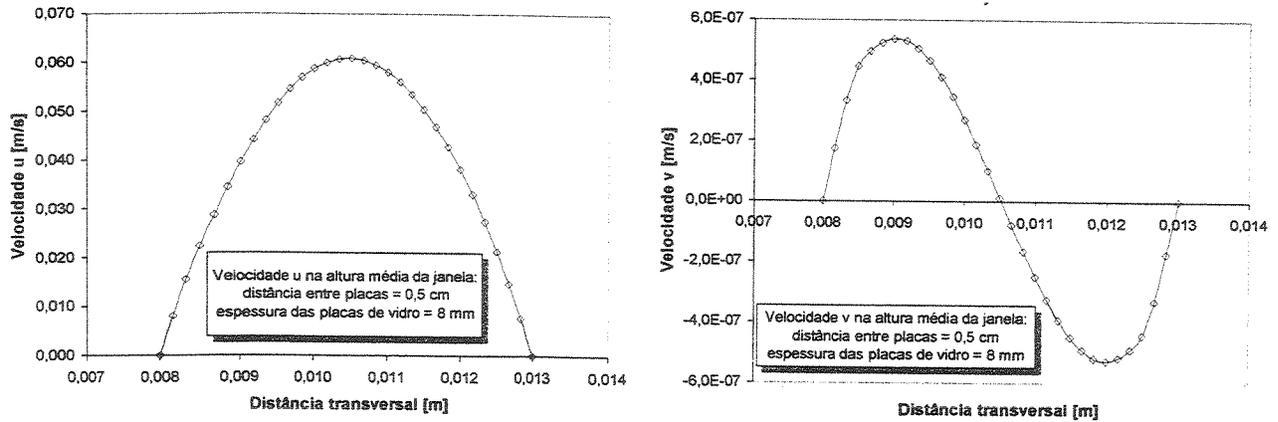


Figura 6.37 Velocidades  $u$  e  $v$  na altura média da janela: distância entre placas igual a 0,5 cm

A Figura 6.38 mostra um gráfico que representa um resumo comparativo das curvas de perfil de velocidade  $u$  para diferentes espaçamentos entre placas. A distância entre as placas foi normalizada para poder realizar a comparação. Esta figura mostra como a velocidade  $u$  no canal aumenta com o aumento da distância entre as placas, e também observa-se a mudança geométrica no perfil de velocidade, passando de um perfil parabólico simétrico, no caso de distâncias entre placas da ordem de 5 mm, para um perfil irregular com velocidades mais altas próximo da parede mais quente, no caso de distância entre placas de 10 cm. De modo semelhante, a Figura 6.39 mostra um gráfico comparativo para o caso da componente de velocidade  $v$ .

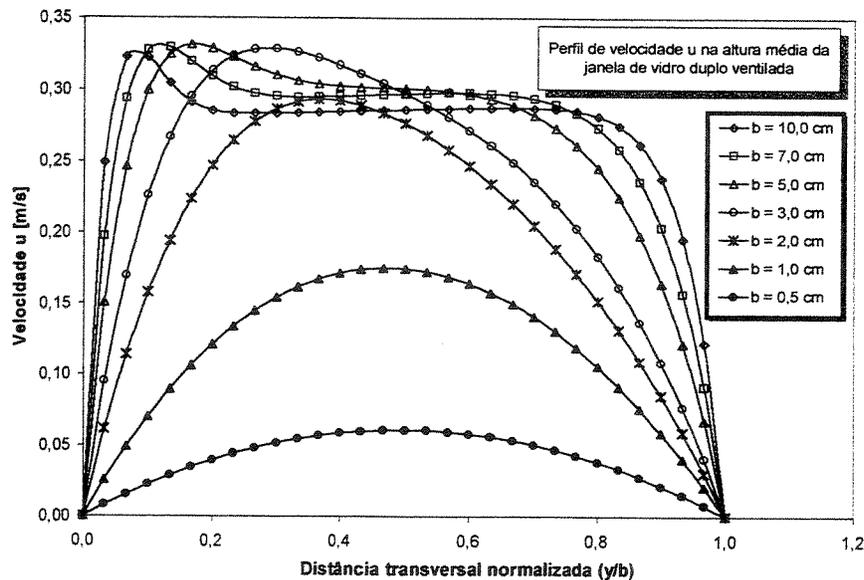


Figura 6.38 Comparação entre os perfis de velocidade  $u$  na altura média da janela em função da distância transversal normalizada.

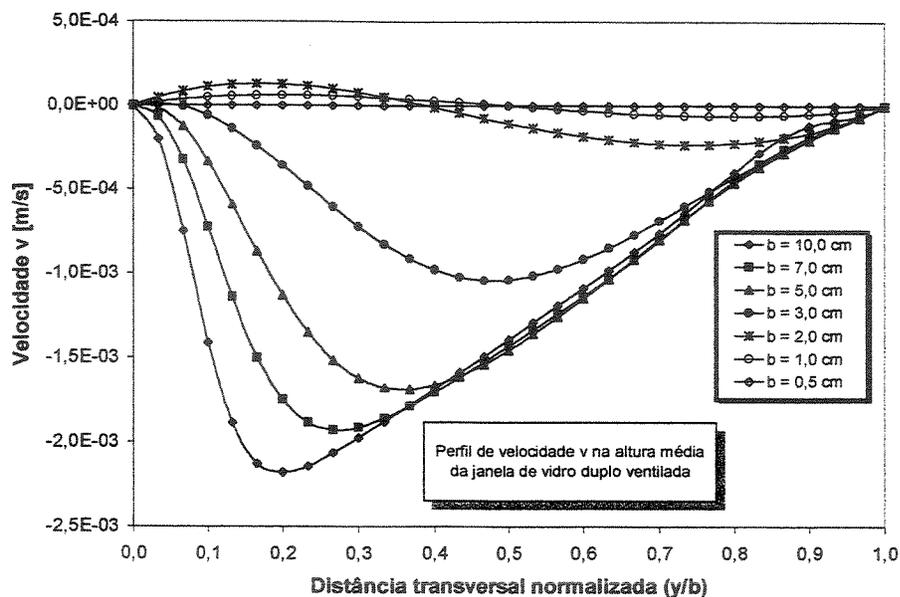


Figura 6.39 Comparação entre os perfis de velocidade  $v$  na altura média do canal em função da distância transversal normalizada.

Nas Figuras 6.40 a 6.44 mostram-se curvas do perfil de temperatura em função da altura da janela para as superfícies interna e externa das placas de vidro, e para o fluido na linha central do canal. Cada gráfico contém um conjunto de curvas que correspondem a diferentes distâncias entre placas. Assim, no gráfico da Figura 6.40, são apresentados os resultados para o perfil de temperatura na superfície da placa de vidro externo em contato com o ambiente externo. Podemos observar que quando a largura do canal da janela de vidro duplo é de 10 cm a temperatura sobre a superfície externa da janela é aproximadamente  $2^{\circ}\text{C}$  maior que no caso quando a largura é de 0,5 cm. Observamos também que o perfil de temperatura nesta superfície apresenta pouca variação com a distância axial, podendo assumir que a temperatura é constante sobre esta superfície. Curvas com comportamento semelhantes são apresentadas para a superfície da placa externa em contato com o fluido no canal. Estas curvas são mostradas no gráfico da Figura 6.41 e podemos observar que nestes casos o perfil de temperatura estende-se até as regiões adiabáticas na entrada e na saída.

Na Figura 6.42 temos um gráfico mostrando a variação da temperatura do fluido na direção axial da janela, tomada na linha de centro do canal e para diversas distâncias entre placas. Quando a distância entre as placas de vidro é pequena ( $0,5\text{ cm}$ ) a temperatura apresenta uma

variação acentuada logo após a região adiabática de entrada e no início da placa de vidro, até uma distância em torno de  $0,4\text{ m}$  medida desde a entrada do canal. Logo a seguir, a temperatura estabiliza-se em torno dos  $33,5\text{ }^\circ\text{C}$  e continua assim, praticamente constante, até a saída do canal. Diminuindo a distância entre as placas a variação do perfil de temperatura se torna mais suave e a temperatura na saída do canal cada vez mais baixa. No caso limite em que o espaçamento entre as placas é de  $10\text{ cm}$ , a temperatura na linha de centro do canal permanece constante e igual à temperatura de entrada do fluido no canal ao longo de toda a altura da janela.

No caso das superfícies do vidro interno em contato com o fluido no canal e com o ambiente interno, as curvas do perfil de temperatura são mostradas nas Figuras 6.43 e 6.44 respectivamente. Em ambos os casos para distância entre placas acima de  $2\text{ cm}$  os perfis de temperatura são superpostos.

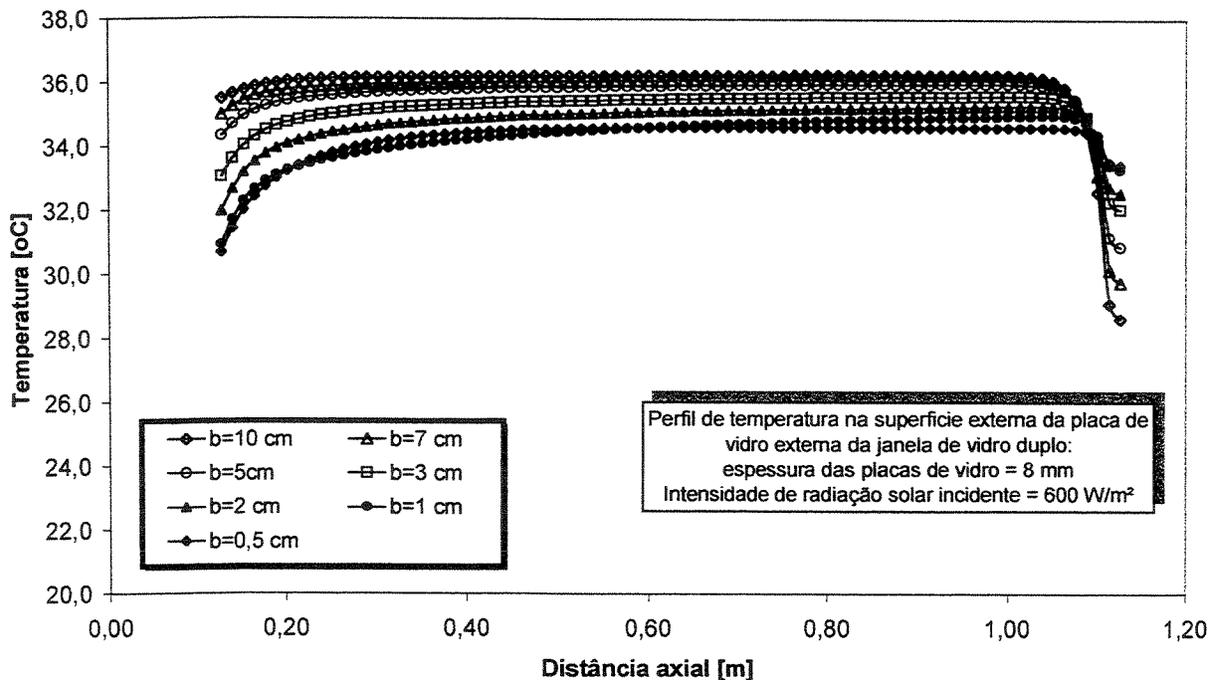


Figura 6.40 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro externa em contato com o ambiente externo, para diferentes espaçamentos entre as placas.

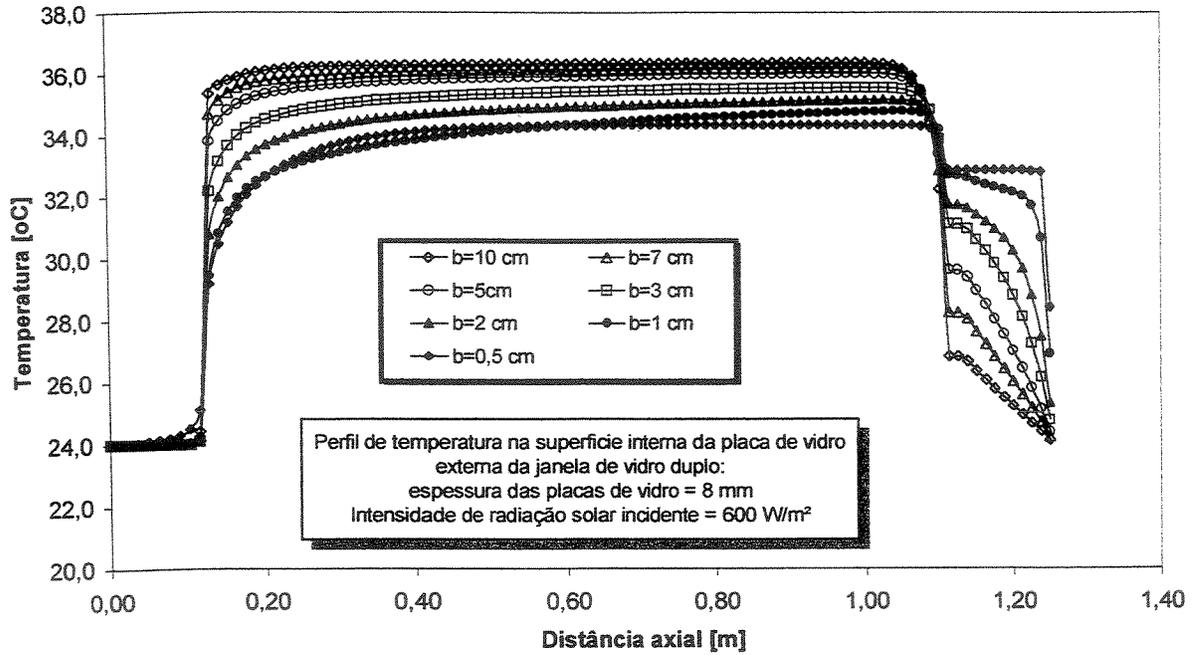


Figura 6.41 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro externa em contato com o fluido no canal, para diferentes espaçamentos entre as placas.

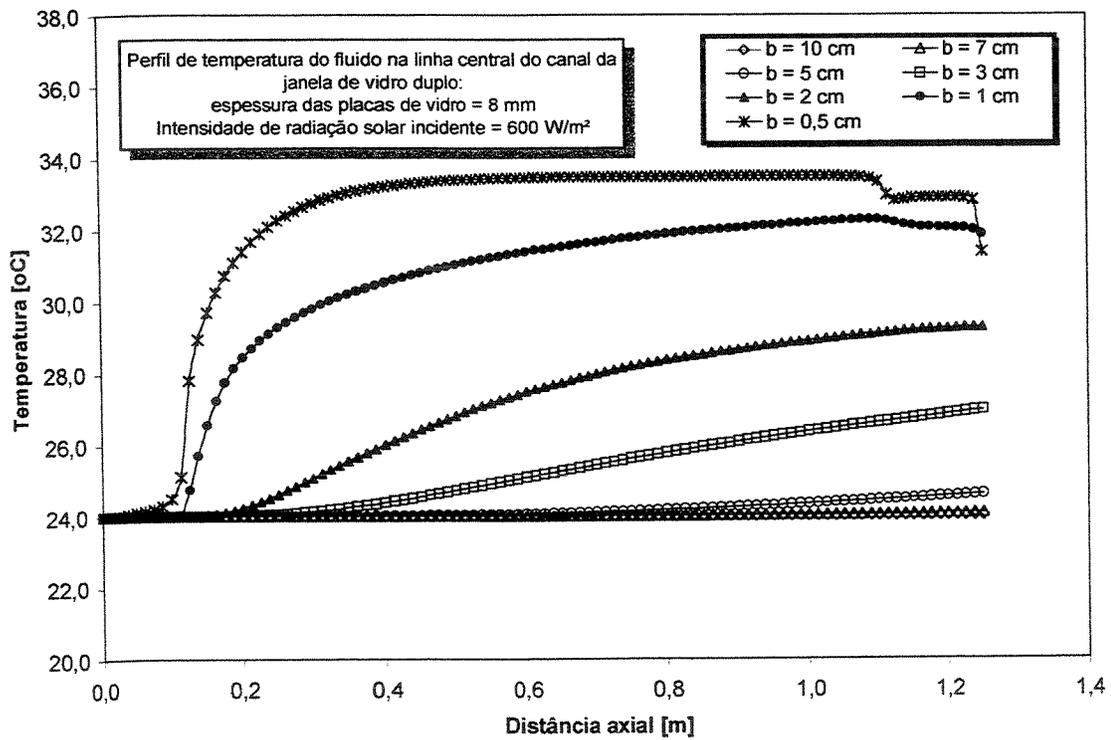


Figura 6.42 Perfil de temperatura no fluido na linha central do canal para diferentes espaçamentos entre as placas.

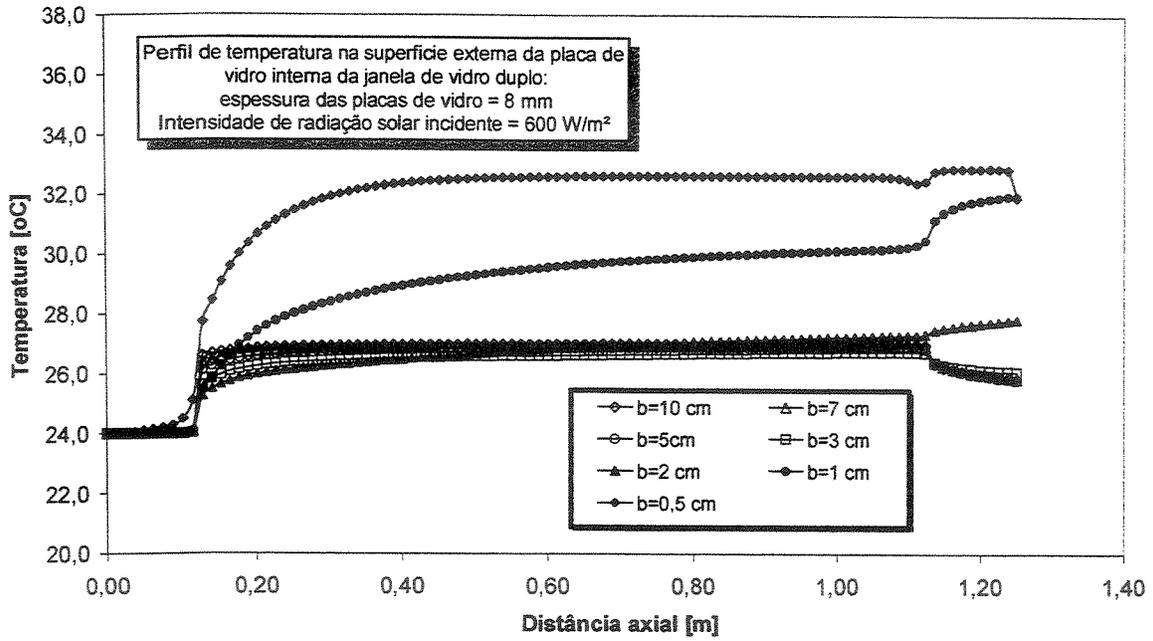


Figura 6.43 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro interna em contato com o fluido no canal, para diferentes espaçamentos entre as placas.

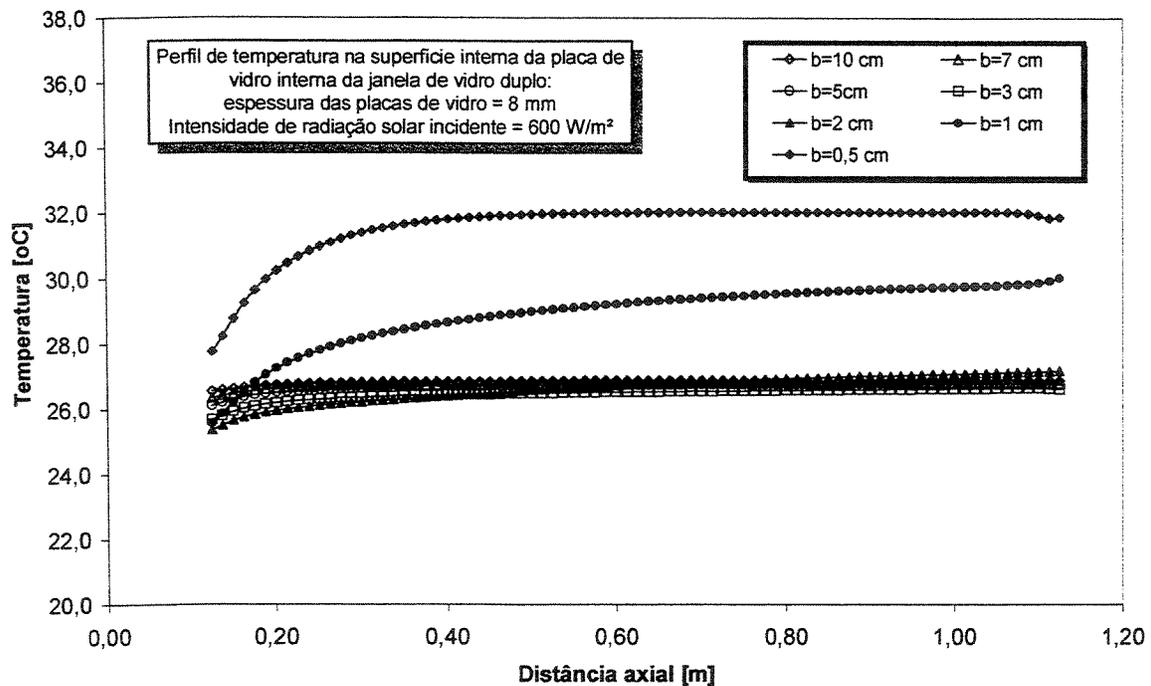


Figura 6.44 Perfil de temperatura na superfície da placa de vidro interna em contato com o ambiente interno, para diferentes espaçamentos entre as placas.

A Figura 6.45 contém os resultados para o ganho de calor total em função do tempo e para diferentes espaçamentos entre as placas de vidro e estendida até a condição de regime permanente. O cálculo do ganho de calor total é feito conforme a formulação apresentada no item 3.5 do Capítulo 3. No gráfico dessa figura podemos observar que janelas com espaçamento entre vidros de 2 cm apresentam melhor desempenho térmico que janelas com espaçamento de 0,5 cm uma vez que estas últimas permitem maior entrada de calor para o ambiente interno. Também podemos observar que para distância entre placas acima de 2 cm o ganho de calor é praticamente o mesmo, não compensando, deste ponto de vista, um maior aumento do espaçamento entre as placas de vidro. Também pode ser verificada na mesma figura a ocorrência de uma pequena inversão no comportamento do ganho de calor total para distância entre placas acima de 3 cm, é dizer, as curvas de ganho de calor total para distância entre placas de 5; 7 e 10 cm ficam sucessivamente acima da curva referente a uma distância entre placas de 3 cm.

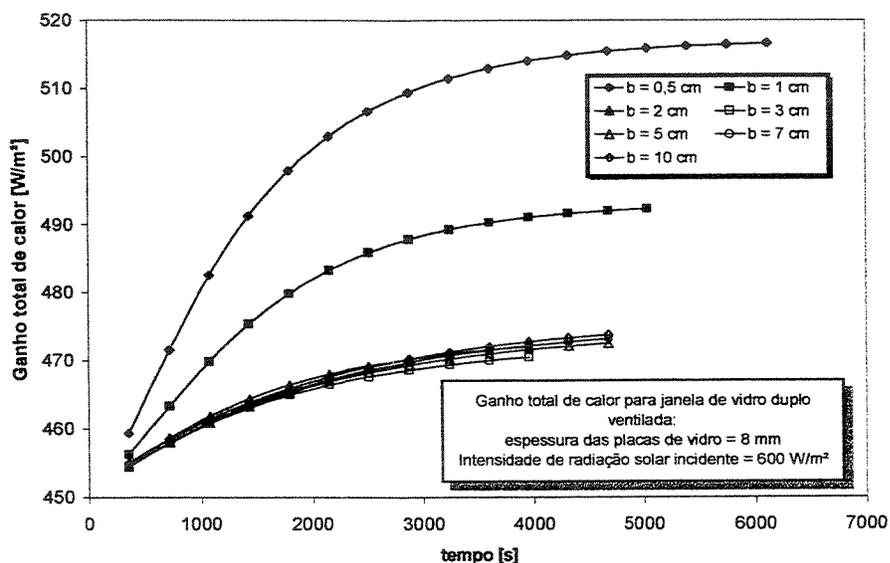


Figura 6.45 Ganho de calor total para uma janela de vidro duplo ventilada para diferentes espaçamentos entre placas

A resposta para o comportamento das curvas da Figura 6.45 deve estar no padrão de escoamento que se desenvolve de acordo com cada configuração de distância entre placas. Assim, devemos lembrar das Figuras 6.32 e 6.38 que o escoamento induzido aumenta conforme cresce a distância entre as placas e que o perfil de temperatura no fluido passa de um perfil linear, com temperaturas mais elevadas, para um perfil mais arredondado e temperaturas mais baixas. Poderia se argumentar que para um maior escoamento no canal e com uma temperatura menor do

fluido, maior a dissipação de energia da placa de vidro interna e portanto menor o calor que atravessa para o ambiente interno. Por outro lado, para distância entre placas acima de 5 cm o fluido longe das placas e em torno da linha central do canal permanece a uma temperatura próximo da temperatura de entrada do canal, enquanto que as temperaturas na superfície da placa de vidro interna ficam próximas entre si e um pouco acima daquela alcançada no caso de distância entre placas de 3 cm. Do procedimento de cálculo do ganho de calor total, Equação 3.159 do Capítulo 3, que representa um balanço de energia na superfície do vidro em contato com o ambiente interno e da Figura 6.44 que mostra os perfis de temperatura na direção axial na superfície da placa de vidro interna em contato com o ambiente interno, poderia se entender o comportamento das curvas da Figura 6.45. Na Figura 6.44 os perfis de temperatura se superpõem e cruzam-se ao longo da altura da janela para distância entre placas acima de 2 cm

Desconsiderando o efeito da radiação solar, situação real que pode ocorrer em dias com céu completamente cobertos de nuvens ou durante a noite, o calor ganho ou perdido através da janela deve-se exclusivamente à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo, e depende da resistência térmica dos componentes da janela. A Figura 6.46 mostra uma curva de ganho de calor para esta situação e para diferentes espaçamentos entre vidros. Como é de se esperar, na medida que o espaçamento entre placas aumenta, também aumenta a resistência térmica da janela e menos calor é ganho pelo sistema.

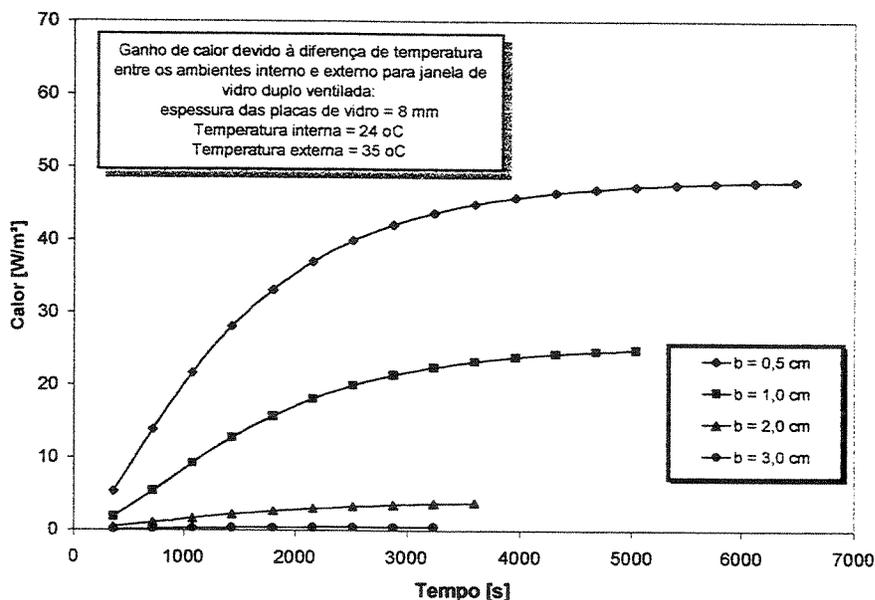


Figura 6.46 Ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo numa janela de vidro duplo ventilada para diferentes espaçamentos entre placas.

Freqüentemente estamos interessados exclusivamente no ganho de calor devido à radiação solar incidente. Este ganho de calor é constituído de duas parcelas principais; o calor ganho devido à radiação solar incidente que atravessa diretamente a janela e computado da transmitância ótica da janela, e o calor ganho devido à absorção de radiação solar nas placas de vidro e redirecionado para o ambiente interno através de mecanismos de transferência de calor. O procedimento de cálculo para este parâmetro encontra-se no item 3.5 do Capítulo 3. A Figura 6.47 mostra resultados para o ganho de calor solar em função do tempo e para três diferentes espaçamentos entre placas. Podemos observar que existe pouca diferença no ganho de calor solar entre cada um dos sistemas apresentados nesse gráfico e a razão para este comportamento pode ter como resposta que os três sistemas apresentam a mesma transmitância ótica. Sendo esta a responsável pela parcela maior de ganho de calor solar, todos eles apresentariam um comportamento semelhante. Por outro lado, a diferença entre as curvas, embora pequena, e o fato de que a curva para uma distância entre placas de 3 cm esteja acima da curva que representa o caso de 1 cm de distância, poderia ser explicado conforme os mesmos argumentos utilizados para o ganho de calor total (Figura 6.45). Neste caso como o ganho de calor solar é calculado subtraindo-se a parcela de ganho de calor sem a presença de radiação solar do ganho de calor total (Equação 3.161), então devemos observar o comportamento das curvas da Figura 6.45 e 6.46. Dessas curvas vemos que há uma redução no ganho de calor (seja ele total ou sem a presença de radiação solar) conforme a distância entre placas aumenta. Sendo está redução não exatamente proporcional para os dois casos, verifica-se então uma pequena diferença entre as curvas de ganho de calor solar, com o caso  $b = 3\text{ cm}$  levemente superior ao caso  $b = 1\text{ cm}$ .

Uma comparação direta entre as formas de ganho de calor por um sistema tipo janela ventilada pode ser visto na Figura 6.48. Podemos observar que a quantidade de ganho de calor devido à radiação solar incidente sobre a janela é muito maior que o ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo. O ganho de calor total representa a soma destas duas parcelas. As Figuras 6.49 e 6.50 mostram gráficos comparativos similares considerando janelas duplas com espaçamento entre vidros de 10mm e 20mm respectivamente. Observando-se cada um desses gráficos e considerando que o gráfico da Figura 6.48 corresponde a uma janela cujo espaçamento entre vidros é de 5 mm, podemos concluir que a medida que o espaçamento entre vidros aumenta, o ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os

ambiente interno e externo tende a zero, e o ganho de calor total será o próprio ganho de calor solar.

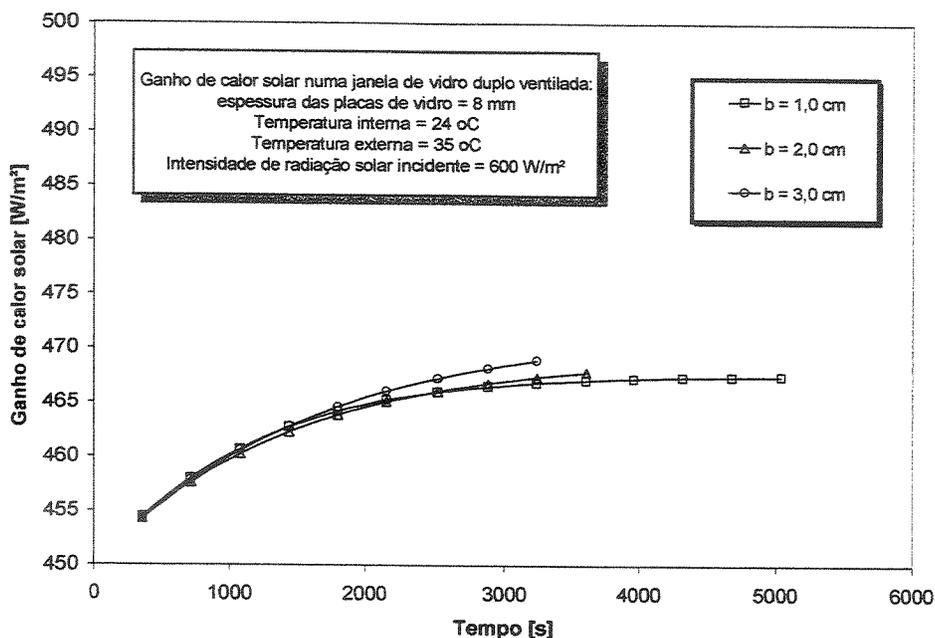


Figura 6.47 Ganho de calor solar para uma janela de vidro duplo ventilada para diferentes espaçamentos entre placas.

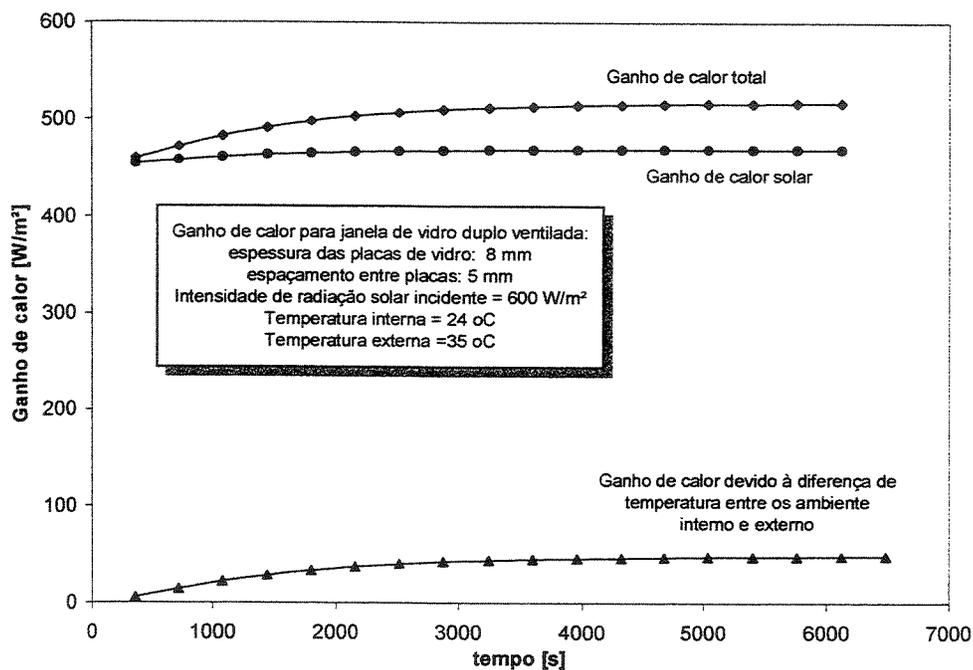


Figura 6.48 Comparação entre os diferentes ganhos de calor para uma janela de vidro duplo ventilada com espaçamento entre placas de 5mm.

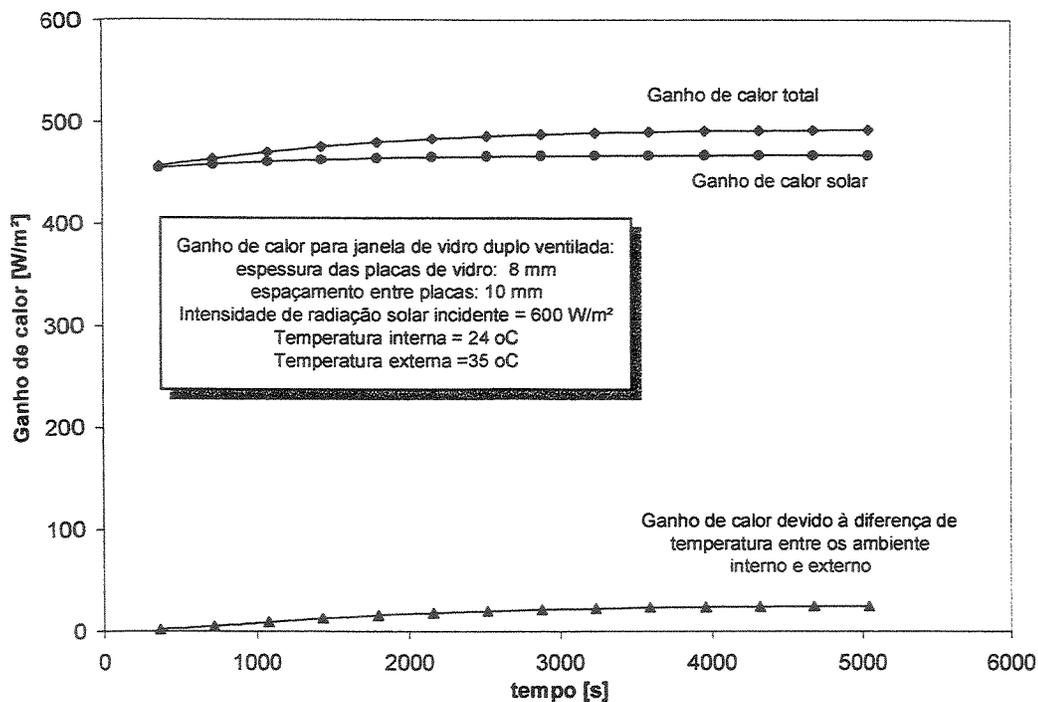


Figura 6.49 Comparação entre os diferentes ganhos de calor para uma janela de vidro duplo ventilada com espaçamento entre placas de 10mm.

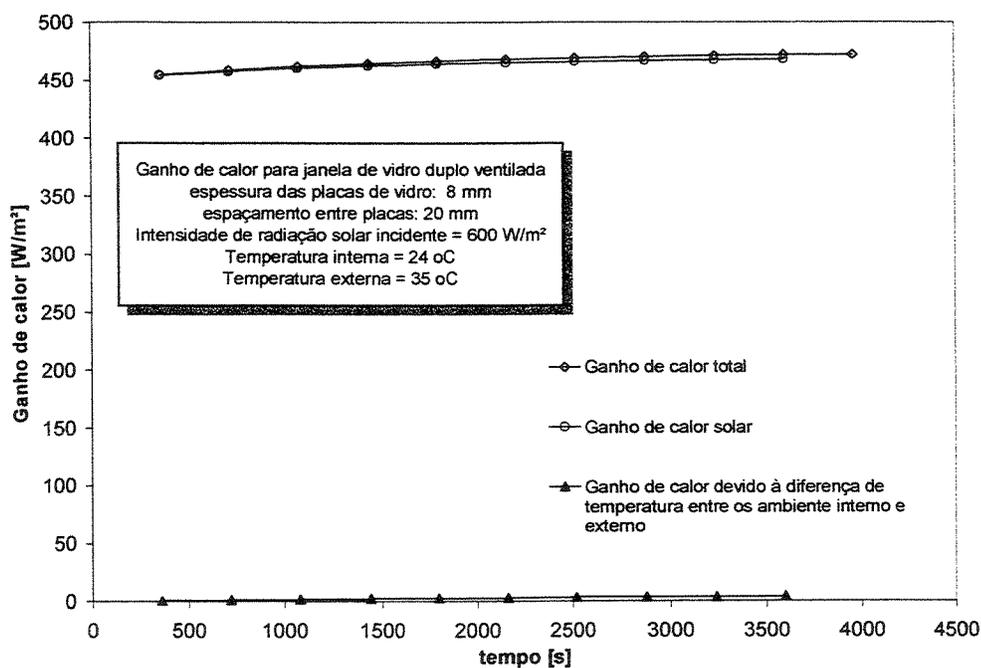


Figura 6.50 Comparação entre os diferentes ganhos de calor para uma janela de vidro duplo ventilada com espaçamento entre placas de 20mm.

Uma integração no tempo das curvas de ganho de calor solar permite obter valores médios para estes parâmetros, o quais, normalizados pela radiação solar incidente, resultaria em coeficientes de ganho de calor, um parâmetro mais adequado para realizar comparações entre diferentes sistemas de janelas. Quando estes coeficientes de ganho de calor solar são padronizados em relação ao coeficiente de ganho de calor solar de um sistema adotado como padrão, obteremos o chamado coeficiente de sombreamento. Uma explicação mais detalhada sobre estes coeficientes e a sua determinação pode ser obtida no Capítulo 3 do presente trabalho. O sistema adotado como padrão é uma janela de vidro simples de 3mm de espessura cujos resultados são apresentados no Capítulo 4.

A Figura 6.51 apresenta resultados para o coeficiente de ganho de calor solar médio de uma janela de vidro duplo ventilada em função do espaçamento entre as placas de vidro. Podemos observar do gráfico que este coeficiente, apesar da escala, é praticamente constante na faixa de espaçamento entre placas estudadas, e o seu valor varia entre 0,775 e 0,78. Comparando-se esse valor com o caso de janela de vidro de simples de 8mm de espessura (0,89), o sistema de vidro duplo ventilado apresenta um melhor desempenho térmico.

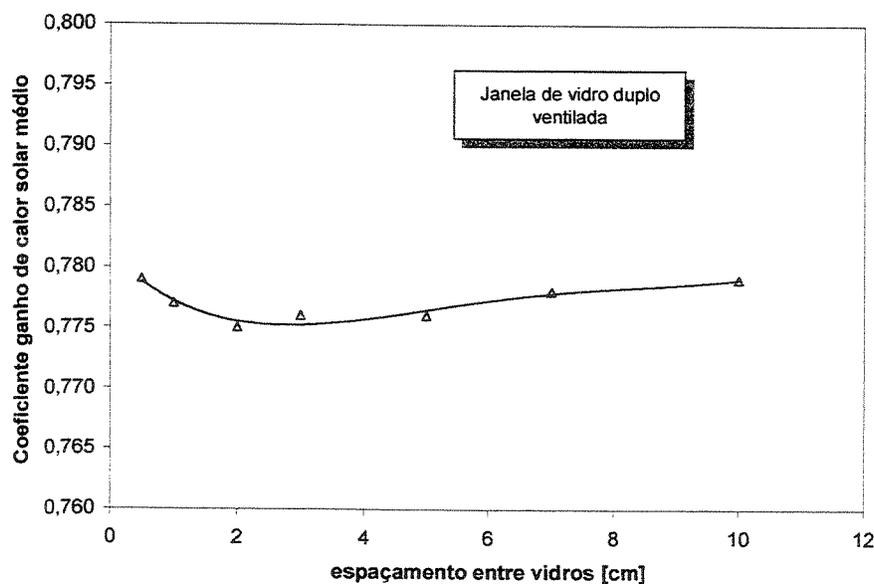


Figura 6.51 Coeficiente ganho de calor solar médio para uma janela de vidro duplo ventilada em função do espaçamento entre vidros.

Na Figura 6.52 temos um gráfico com os resultados para o coeficiente de sombreamento de uma janela de vidro duplo ventilada em função da distância entre as placas de vidro. Ao igual que o caso do coeficiente de ganho de calor solar, o coeficiente de sombreamento também apresenta um comportamento quase independente do valor da distância entre as placas. Para os sistemas estudados, verifica-se que o seu valor varia entre 0,85 e 0,86. Novamente, se comparado a um sistema de janela simples, o comportamento térmico de uma janela de vidro duplo ventilada, medido com este índice, mostra um melhor desempenho.

O efeito da intensidade de radiação solar incidente numa janela sobre o perfil de temperatura na altura média da janela, foi investigado considerando um sistema de janela de vidro duplo com espaçamento entre placas igual a 3 cm. Os resultados são apresentados no gráfico da Figura 6.53 e pode-se observar que as maiores diferenças entre as temperaturas para os diversos casos de incidência concentra-se nas placas de vidro e numa região do fluido próxima à placa da direita. Embora os resultados obtidos para incidência solar de  $600 \text{ W/m}^2$  sejam maiores que para incidência de radiação solar de  $300 \text{ W/m}^2$ , a diferença máxima é de aproximadamente  $1^\circ\text{C}$ .

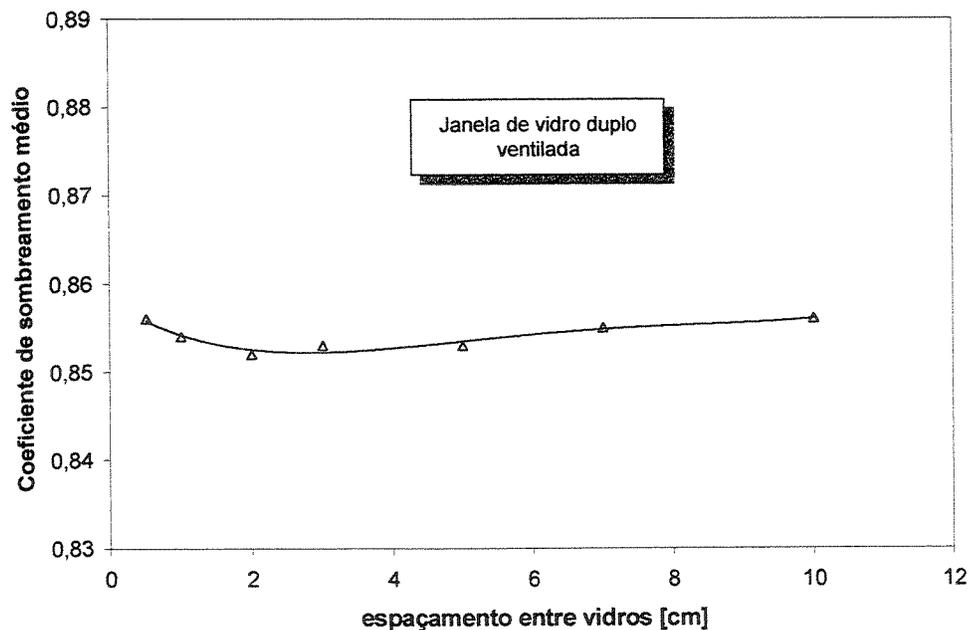


Figura 6.52 Coeficiente de sombreamento médio para uma janela de vidro duplo ventilada em função do espaçamento entre vidros.

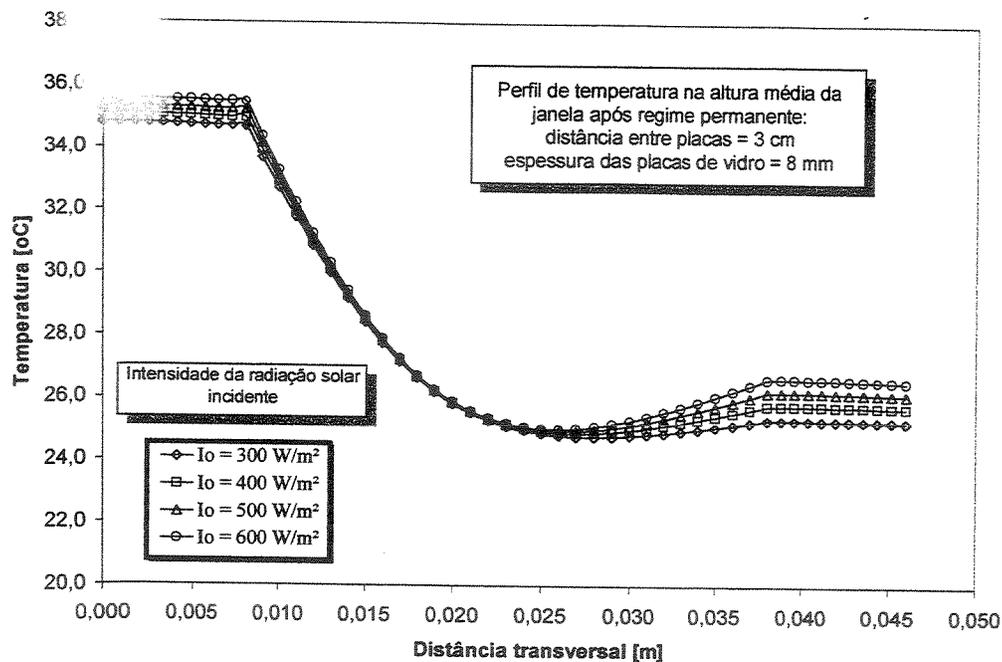


Figura 6.53 Efeito da intensidade de radiação solar incidente sobre o perfil de temperatura na altura média do canal de 3cm de largura numa janela de vidro duplo ventilada.

#### 6.4.5 Condições de aquecimento variável

Nesta segunda parte, serão apresentados os resultados das simulações realizadas considerando que a radiação solar incidente e a temperatura ambiente externa estão variando no tempo. Os modelos empregados para computar esta variação foram expostos no Capítulo 3 do presente trabalho e foram implementados utilizando-se parâmetros climáticos e geográficos correspondentes a uma cidade como Campinas-SP.

A Figura 6.54 mostra um gráfico com resultados para o ganho de calor total numa janela de vidro duplo ventilada em função da hora solar e para diferentes espaçamentos entre as placas de vidro. Inclui-se no mesmo gráfico a variação horária da intensidade de radiação solar incidente com que foram realizadas as simulações. Podemos observar, comparando a curva de intensidade de radiação incidente com as curvas de ganho de calor total, que a janela de vidro duplo ventilada representa uma boa solução para a redução do ganho de calor para o ambiente interno. Comparando-se os diferentes sistemas sob o ponto de vista do espaçamento entre as placas, podemos ver que, embora a diferença seja pequena, a janela cujo espaçamento entre vidros é de

10 cm apresenta uma redução maior no ganho de calor total em relação ao sistema com espaçamento entre vidros de 0,5 cm.

Na Figura 6.55 temos os resultados para o ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo em função da hora solar. Estes resultados correspondem a simulações realizadas considerando que a temperatura do ambiente externo varia continuamente no tempo. Estas curvas mostradas no gráfico representam uma medida indireta da resistência térmica do sistema em relação ao ganho ou perda de calor. Podemos observar que as janelas com espaçamento entre placas de 3 cm são mais eficientes que as janelas com espaçamento de 0,5 cm, permitindo a entrada de menos calor para o ambiente interno.

Curvas para o ganho de calor solar para uma janela de vidro duplo ventilada em função da hora solar e para três condições diferentes de espaçamento entre vidros são apresentadas no gráfico da Figura 6.56. Podemos observar que, do ponto de vista do ganho de calor solar, os três sistemas apresentam o mesmo desempenho térmico. Se compararmos o ganho de calor solar em relação à radiação solar incidente, podemos concluir que com este tipo de janelas consegue-se uma boa redução no calor admitido para o ambiente interno.

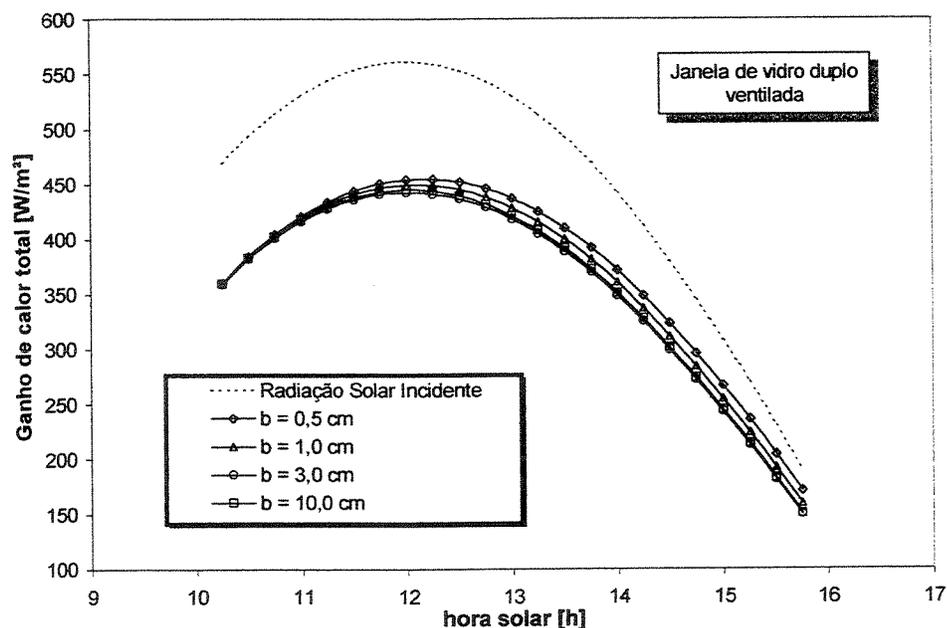


Figura 6.54 Ganho de calor total numa janela de vidro duplo ventilada em função da hora solar e para diferentes espaçamentos entre vidros.

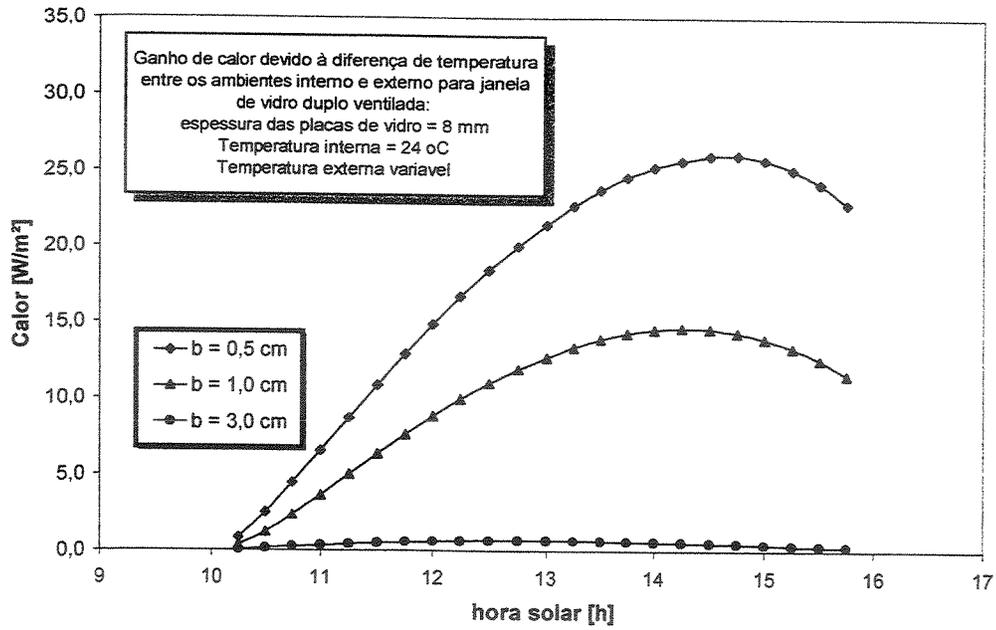


Figura 6.55 Ganho de calor devido à diferença de temperatura entre os ambiente interno e externo para uma janela de vidro duplo ventilada sob condições de temperatura externa variável.

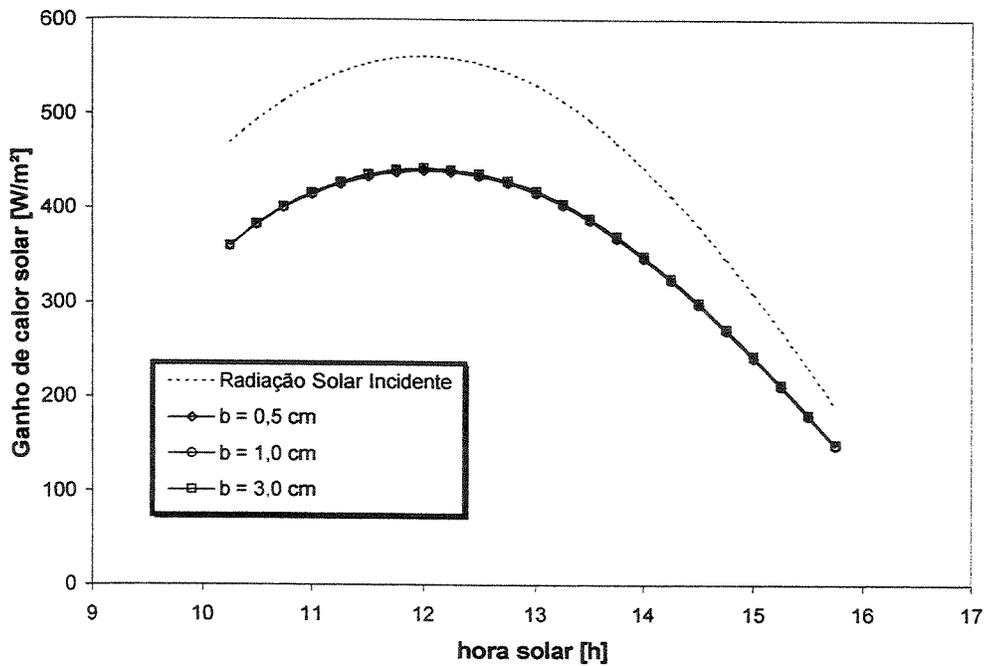


Figura 6.56 Ganho de calor solar para uma janela de vidro duplo ventilada em função da hora solar e para diferentes espaçamentos entre vidros.

Na Figura 6.57 são apresentados resultados para os parâmetros coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento. Estes resultados correspondem a valores médios em relação a variações horárias destes parâmetros obtidos sob condições de aquecimento variável. Podemos observar do gráfico que estes resultados confirmam aqueles obtidos sob condições de aquecimento constante e representados pelas Figuras 6.51 e 6.52.

Os valores de ganho de calor total podem ser normalizados pela radiação solar incidente de modo a obter um parâmetro adicional de comparação entre diferentes sistemas de janelas. Denominaremos este parâmetro de coeficiente de ganho de calor total e é calculado dividindo-se o ganho de calor total pela radiação incidente. Aplicando este procedimento aos resultados da Figura 6.54, obteremos como resposta as curvas mostradas na Figura 6.58. Se integrarmos estas curvas no tempo, resultará em valores médios para os coeficientes de ganho de calor total para cada uma das condições de distância entre placas. Estes resultados são mostrados na Figura 6.59 e indicam a presença de um valor para a distância entre placas que produz o menor ganho de calor. Esse valor parece estar entre 2 e 4 cm. Uma explicação para esse comportamento singular já foi dada quando foram discutidas as curvas da Figura 6.45. Este comportamento também é corroborado pelos resultados apresentados nas Figuras 6.51 e 6.52.

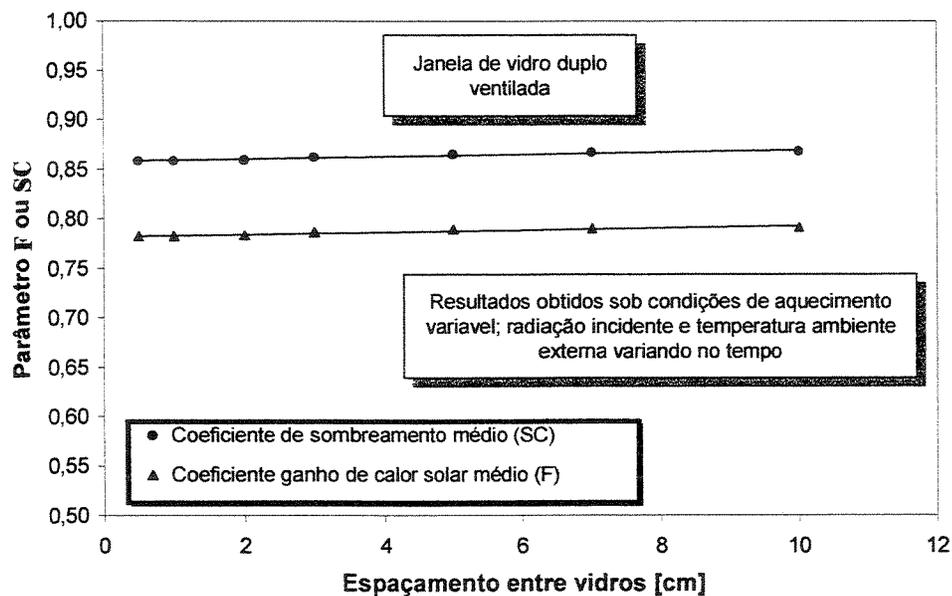


Figura 6.57 Coeficiente ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento para uma janela de vidro duplo ventilada em função do espaçamento entre vidros.

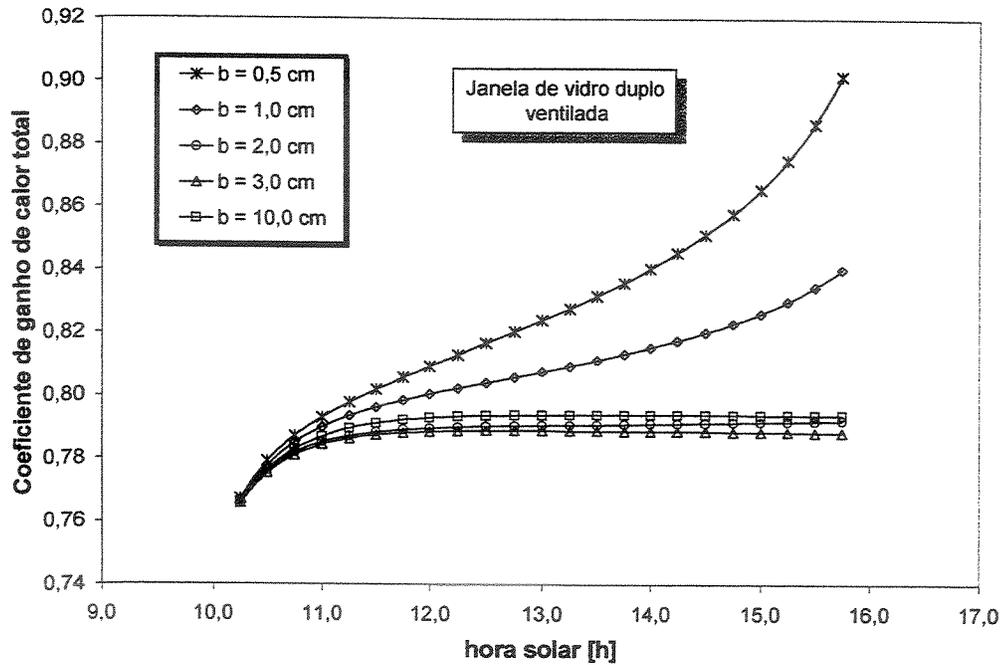


Figura 6.58 Coeficiente de ganho de calor total em função do tempo para diferentes condições de distância entre as placas de vidro.

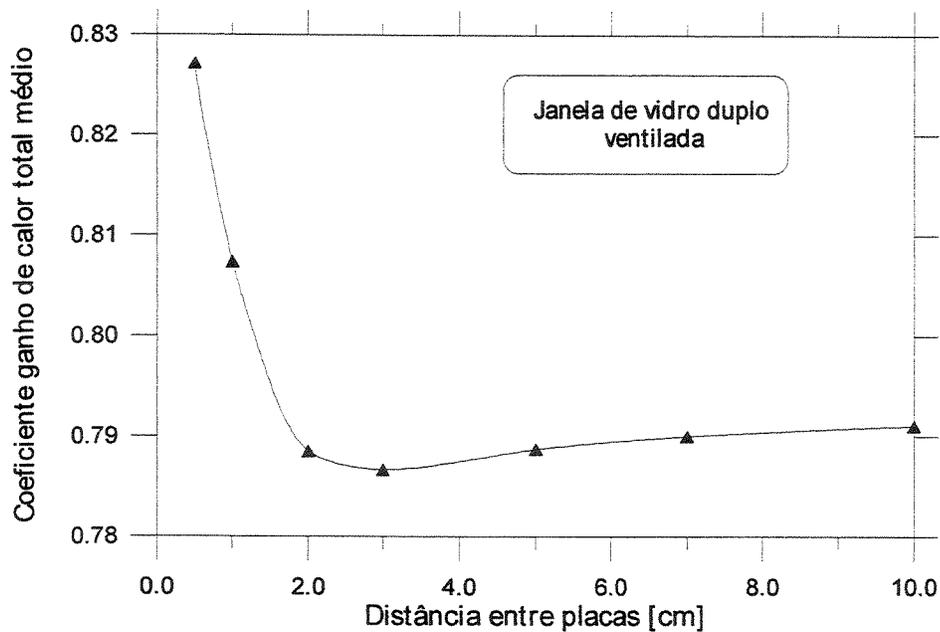


Figura 6.59 Coeficiente ganho de calor total médio para diferentes distâncias entre placas.

Na tabela 6.1 são comparados os diferentes sistemas estudados tomando como base os parâmetros coeficiente de ganho de calor solar, coeficientes de sombreamento e coeficiente

global de transferência de calor. Observa-se o melhor desempenho de uma janela ventilada em relação a uma janela de vidro simples.

Tabela 6.1 Coeficientes de desempenho para diferentes sistemas de janelas

Configuração		Coeficiente de ganho de calor solar F	Coeficiente Global de Transferência de Calor $U \left[ \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \right]$	Coeficiente de Sombreamento SC
Janela ventilada convecção forçada Vazão [kg/s/m]	$1,0 \times 10^{-3}$	0,779	4,01	0,855
	$1,8 \times 10^{-3}$	0,776	3,76	0,852
	$3,6 \times 10^{-3}$	0,769	3,22	0,844
	$5,4 \times 10^{-3}$	0,765	2,74	0,840
	$7,2 \times 10^{-3}$	0,762	2,35	0,836
Janela ventilada convecção natural Largura do canal [mm]	5	0,782	3,39	0,858
	10	0,782	1,92	0,858
	20	0,783	0,465	0,859
	50	0,789	$5,9 \times 10^{-3}$	0,865
	100	0,791	$1,95 \times 10^{-5}$	0,868
Janela de vidro simples 8 mm		0,89	6,03	0,978

## Capítulo 7

### Conclusões e sugestões para futuros trabalhos

#### 7.1 Conclusões

Após ter desenvolvido este trabalho numérico, considerando os sistemas descritos nos capítulos 4, 5 e 6, os seus resultados e as discussões correspondentes, as principais conclusões podem ser apresentadas como segue.

Foram desenvolvidos três modelos matemáticos para o estudo de sistemas de janelas. Um dos sistemas modelados corresponde a uma janela de vidro simples cuja principal importância neste trabalho é a sua utilização como elemento de comparação relativo ao desempenho térmico do sistema de janela mais complexa, como é a janela de vidro duplo ventilado. Os outros dois sistemas modelados correspondem a janela de vidro duplo ventilada com escoamento forçado e natural. Cada um dos modelos foi validado e os resultados indicam que estes são adequados para realizar estudos numéricos sobre janelas que apresentem configurações geométricas correspondentes aquelas tratadas nos modelos.

Como já era previsto, o aumento da espessura das placas de vidro provoca nas janelas de vidro simples uma maior resistência térmica ao ganho de calor, um menor coeficiente de ganho de calor solar e menor coeficiente de sombreamento.

Comparando-se os resultados para uma janela de vidro simples com os de uma janela de vidro duplo ventilada, podemos concluir que as janelas ventiladas se mostram efetivas em reduzir o ganho de calor para o ambiente interno.

No caso correspondente ao da janela ventilada com escoamento forçado, os resultados mostram que a variação da vazão não provoca nenhum efeito sobre os parâmetros de desempenho térmico do sistema, tais como o coeficiente de sombreamento e coeficiente de ganho de calor solar. Em relação ao coeficiente global de transferência de calor, calculado para cada uma das vazões testadas, verifica-se que este sofre uma diminuição considerável (de  $4 W/m^2 \text{ } ^\circ C$  para  $2,35 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ) quando a vazão mássica por unidade de profundidade é aumentada (de  $1 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$  para  $7,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ ).

Verifica-se que a transferência de calor por radiação infravermelha entre placas, dentro do canal formado pelas placas de vidro, no caso de escoamento forçado, parece ser desprezível se comparada às trocas de calor convectivas. De simulações realizadas com e sem as trocas radiativas, para as mesmas condições de simulação, obtêm-se resultados muito próximos entre si, indicando o pouco efeito desse modo de transferência de calor sobre os resultados. Esta conclusão merece uma atenção especial e uma investigação mais detalhada em futuros trabalhos, principalmente para baixos valores de vazões ou no caso de escoamento por convecção natural.

Para o caso de janelas ventiladas onde o escoamento no canal acontece por convecção natural, a variação no espaçamento entre as placas não provoca nenhum ou muito pouco efeito sobre os coeficientes de ganho de calor solar médio e coeficiente de sombreamento médio.

Resultados obtidos para os parâmetros coeficiente de ganho de calor solar médio e coeficiente de sombreamento médio, com as simulações considerando condições de aquecimento constante (radiação solar e temperatura externa), são equivalentes a aqueles obtidos com condições de aquecimento variando no tempo.

Comparações realizadas para os parâmetros de desempenho de janelas, indicam que janelas ventiladas com escoamento forçado são similares a aqueles das janelas ventiladas por convecção natural.

## 7.2 Sugestões para futuros trabalhos

Como é natural no desenvolvimento de todo trabalho de pesquisa surgirem algumas interrogantes adicionais a aquelas estabelecidas inicialmente como objetivos de estudo ou alguns assuntos ficarem como pendências, estas poderão nortear futuros trabalhos de pesquisa. Baseados em esta premissa, a seguir serão apresentados as sugestões para futuros trabalhos.

1. Estender este estudo considerando placas de vidro ou outro material transparente cujas propriedades óticas (refletância, transmitância e absortância) sejam diferentes de aquelas abordadas neste estudo.
2. Verificar com mais detalhes a importância da transferência de calor por radiação de comprimento de onda longa (infravermelha) entre as placas de vidro da janela, principalmente para o caso onde o escoamento é devido à convecção natural.
3. Estudar uma janela ventilada considerando a convecção mista. Em escoamento forçado com baixas velocidades, o efeito da convecção natural pode ser importante e da mesma ordem de grandeza, assim um estudo da convecção mista para o tipo de aplicação abordada neste estudo pode ser necessária.
4. Verificar o efeito dos coeficientes convectivos de transferência de calor usados nos ambientes externo e interno.
5. Estender o domínio de estudo, incluindo os ambiente interno e externo para a resolução das equações fundamentais. Isto evitaria usar os coeficientes de transferência de calor nas fronteiras interna e externa.

6. Estudar uma configuração de janela de vidro duplo selado (cavidade) incluindo-se partições internas. Estudar a inclusão de gases absorventes em janelas de vidro duplo seladas.
  
7. Realizar um estudo sobre um sistema de janela que inclua a análise da transferência de calor através de outros componentes do sistema tais como as esquadrias.

## Referências Bibliográficas

- Allard, F., Brau, J., Inard, C. e Pallier, J.M. Thermal experiments of full-scale dwelling cells in artificial climatic conditions, *Energy and Building*, v.10, p.49-58, 1987.
- Al-Nimr, M.A. e El-Shaarawi, M.A.I. Analytical solution for transient laminar fully developed free convection in vertical channels, *Heat and Mass Transfer*, v.30, p.241-248, 1995.
- Alucci, M. P. Películas de baixa emissividade (low-e). Documento Eletrônico, FAU-USP, <http://www.usp.br/fau/deptecnologia/bancovidros/low.htm>
- Alvarez, G., Flores, J.J. e Estrada, C.A. The thermal response of laminated glass with solar control coating. *J. Physics D: Applied Physics*, v. 31, p. 3057-3065, 1998-b.
- Alvarez, G., Jiménez, D.N. e Estrada, C.A. Thermal performance of solar control coatings: a mathematical model and its experimental verification. *J. Physics D: Applied Physics*, v. 31, p. 2249-2257, 1998-a.
- Alvarez, G., Palacios, M.J. e Flores, J.J. A test method to evaluate the thermal performance of window glazings. *Applied Thermal Engineering*, v.20, p.803-812, 2000.
- Arasteh, D.K., Beck, F.A., Griffith, B.T. Byars, N. e Acevedo-Ruiz, M. Using infrared thermography to study building heat transfer. *ASHRAE Journal*, v.34, n.10, p.34-38, 1992.

- Arasteh, D.K., Reilly, M.S. e Rubin, M.D. A versatile procedure for calculating heat transfer through windows. *ASHRAE Transaction*, v. 95, part 2, p. 755-765, 1989.
- ASHRAE, *ASHRAE Handbook of Fundamentals – Chapter 27: Fenestration*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., USA, 1993.
- ASHRAE, *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., USA, 1985.
- Assis, Rosana Maria Caram de. *Caraterização ótica em materiais transparentes e sua relação com o conforto ambiental em edificações*. Campinas: Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 166p. Tese de Doutorado.
- ASTM Standard E424-71. Standard Test Methods for solar Energy Transmittance and reflectance (Terrestrial) of Sheet Materials, American Society for Testing and Materials, 1993.
- ASTM Standard G159-98. Standard Tables for References Solar Spectral Irradiance at Air Mass 1.5: Direct Normal and Hemispherical for a 37° Tilted Surface, 2001.
- Aung, W. Fully developed laminar free convection between vertical plates heated asymmetrically. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.15, p.1577-1580, 1972.
- Aung, W., Fletcher, L.S. e Sernas, V. Developing laminar free convection between flat plates with asymmetric heating. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.15, p.2293-2308, 1972.
- Bajorek, S.M. e Lloyd, J.R. Experimental investigation of natural convection in partitioned enclosures, *J. Heat Transfer*, v.104, p.527-532, 1982.
- Bar-Cohen, A. e Rohsenow, W.M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled parallel plates, *Journal of Heat Transfer*, v.106, p.116-123, 1984.

- Bauman, F., Gadgil, A., Kammerud, R. e Greif, R. Buoyancy driven convection in rectangular enclosures: experimental results and numerical calculations, In: Proc. 19th National Heat Transfer ASME Conf., Orlando, FL, 1980, Paper 80-HT-66.
- Bejan, A. *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., New York, USA, 1993.
- Bernier, M.A. e Bourret, B. Effects of glass plate curvature on the U-factor of sealed insulated glazing units. *ASHRAE Transactions*, v. 103, part 1, pp. 270-277, 1997.
- Bhandari, M.S. e Bansal, N.K. Solar heat gain factors and heat loss coefficients for passive heating concepts. *Solar Energy*, v.53, n.2, p.199-208, 1994.
- Bodoia, J.R. e Osterle, J.F. The development of free convection between heated vertical plates, *J. Heat Transfer*, v.84, p.40-44, 1962.
- Böer, K.W. The Solar spectrum at typical clear weather days, *Solar Energy*, v.19, p.525-538, 1977.
- Bohn, S.M., Kirkpatrick, A.T. e Olson, D.A. Experimental study of three-dimensional natural convection higt-Rayleigh number, *J. Heat Transfer*, v.106, p.339-345, 1984.
- Burch, T., Rhodes, T. e Acharya, S. Laminar natural convection between finitely conducting vertical plates. *Int. Journal Heat Mass Transfer*, v.28, p.1173-1186, 1985.
- CADDET - Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies- Saving energy with advances windows – maxi brochure 12. (<http://www.caddet-ee.org>), 15p., 1999.
- CADDET - Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies- Vacuum glazing with excellent heat insulation properties. (<http://www.caddet-ee.org>), 4p., 2001.

- Campo, A., Manca, O. e Morrone, B. Numerical analysis of partially heated vertical parallel plates in natural convective cooling. *Numerical Heat Transfer*, part A, p. 129-151, 1999.
- Carpenter, S.C. e Baker, J.A., Determination of total window solar heat gain coefficient, *ASHRAE Transactions*, v.98 , part 1, p. 825-831, 1992.
- Carpenter, J.R., Briggs, D.G. e Sernas, V. Combined radiation and developing laminar free convection between vertical flat plates with asymmetric heating, *J. of Heat Transfer*, v.98, n.1, p.95-100, 1976.
- Castro, José N. Carrinho. *Paredes térmicas*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1991. 279p. Tese de Doutorado.
- Chorin, A.J. Numerical solution of the Navier-Stokes equations, *Mathematics of Computation*, v.22, n.104, p.745-762, 1968.
- Churchill, S.W. e Chu, H.H.S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plates. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.18, p.1323-1329, 1975.
- Churchill, S.W. e Ozoe, H. Correlations for forced convection with uniform heating in flow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube. *Journal Heat Transfer*, v.95, p.78-84, 1973.
- Churchill, S.W. e Ugasi, R. A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena. *AIChE Journal*, v.18, n.6, p.1121-1138, 1972.
- Collins, R.E. e Simko, T.M. Current status of the science and technology of vacuum glazing, *Solar Energy*, v. 62, n. 3, p. 189-213, 1998.
- Curcija, D., Ambs, L.L. e Goss, W.P. A comparison of European and North American window U-value calculation procedures. *ASHRAE Transaction*, v.95, part 1, p.575-591, 1989.

- Dahlen, R.R. Low-e films for window energy control. *ASHRAE Transactions*, v. 93, part 1, p.1517-1524, 1987.
- Dascalaki, E., Santamouris, M., Balaras, C.A. e Asimakopoulos, D.N. Natural convection heat transfer coefficients from vertical and horizontal surfaces for building applications. *Energy and Buildings*, v.20, p.243-249, 1994.
- De Paoli, M.A. e Ribeiro, A.S. <http://policond8.iqm.unicamp.br/~mdepaoli/projetos/adriana.html>, informação obtida da home page do laboratório.
- DOE, Cooling your home naturally, Documento interno produzido pelo National Renewable Energy Laboratory, 1994. (<http://www.nrel.gov/>)
- Duer, K. e Svendsen, S. Monolithic silica aerogel in superinsulating glazings. *Solar Energy*, v. 63, n. 4, p.259-267, 1998.
- Einarsrud, M., Haereid, S. e Wittwe, V. Some thermal and optical properties of a new transparent silica xerogel material with low density. *Solar Energy Materials and Solar Cell*, v.31, p.341-347, 1993.
- El Sherbiny, S.M., Raithby, G.D. e Hollands, K.G.T. Heat transfer by natural convection across vertical and inclined layers. *Journal of Heat Transfer*, v.104, n.1, p.96-102, 1982.
- El-Asfour, A.S., El-Refaie, M.F. e Karawya, M.M., Effect of various factors on the Shading Coefficient of different types of glazing. *Building and Environment*, v.23, n.1, p.45-55, 1988.
- Elenbaas, W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physics*, v.9, p.1-28, 1942.
- Elmahdy, A.H. e Comick, S.M. New technology in the window industry. *Building Science Insight*, [http://www.nrc.ca/irc/bsi/88-5\\_E.html](http://www.nrc.ca/irc/bsi/88-5_E.html), 1988

- Elmahdy, A.H. Heat transmission and R-value of fenestration system using IRC hot box: procedure and uncertainty analysis. *ASHRAE Transaction*, v.98, part 2, p.630-637, 1992.
- Etzion, Y. e Erell, E. Controlling the transmission of radiant energy through windows: a novel ventilated reversible glazing system. *Building and Environment*, v.35, p.433-444, 2000.
- Fortuna, A.O. *Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações*, Edusp, São Paulo, 2000.
- Gebhart, B. *Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1971
- Glaser, H.J. Verbesserung der warmedämmung bei isolierglasern, *Glastechnische Berichte*, p.248-256, 1977.
- Hacohen, J., Chiu, T.W. e Wragg, A.A. Forced and free convective heat transfer coefficients for a model printed circuit board channel geometry. *Experimental Thermal and Fluid Sciences*, v.10, p.327-334, 1995.
- Haddad, K.H. e Elmahdy, A.H. Comparison of the monthly thermal performance of a conventional window and a supply-air window, *ASHRAE Transactions*, v. 104, part 1B, p. 1261-1270, 1998.
- Harrison, S.J. e Dubrous, F.M. Uncertainties in the evaluation of window SHGC and U-values measured using an indoor solar simulator facility, *ASHRAE Transactions*, v.98, part 2, p.638-645, 1992.
- Henríquez, Jorge R. Guerrero. *Estudo numérico e experimental sobre vidros térmicos*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996. 147p. Dissertação de Mestrado.
- Hewitt, G.F., Shires, G.L. e Bott, T.R. *Process heat transfer*. CRC Press, Boca Raton, New York, 1994.

Holman, J.P. *Transferência de Calor*, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1983.

Hottel, H. C. A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres, *Solar Energy*, v.18, p.129-134, 1976.

Hsieh, C.K. e Coldwey, R.W., Thermal radiative properties of glass. *ASHRAE Transactions*, v.81, part 2, p.260-273, 1975.

Hsieh, C.K. e Su, K.C., Thermal radiative properties of glass from 0.32 to 206  $\mu\text{m}$ . *Solar Energy*, v.22, p.37-43, 1979.

Hsieh, C.K., Calculation of thermal radiative properties of glass. *ASHRAE Transactions*, v.82, part 1, p.734-741, 1976.

Incropera, F.P. e De Witt, D.P. *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, 3<sup>o</sup> Edição, 1990.

Ismail K.A.R. e Henríquez, J.R. U-Values, optical and thermal coefficients of composite glass systems. *Solar Energy Materials & Solar Cell*, v.52, p.155-182, 1998.

Ismail, K.A.R. e Henríquez, J.R. Thermally effective windows with moving phase change material curtains. *Applied Thermal Engineering*. v. 21, p.1909-1923, 2001.

Ismail, K.A.R. e Henríquez, J.R. U-values, optical and thermal coefficients of composite glass systems. *Solar Energy Materials & Solar Cells*. v. 52, p.155-182, 1998.

Ito, N. e Kimura, K. A field experiment study on the convective heat transfer coefficient on the exterior surface of a building. *ASHRAE Transaction*, v.78, part 2, p.184, 1972

- Kakaç, S., Shah, R.K. e Aung, W. *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Chapter 3 - Laminar convective heat transfer in ducts, John Wiley & Sons, New York, 1987.
- Kamiuto, K. e Kanemaru, K. Approximate method for combined forced-convection and radiation heat transfer in absorbing and emitting gases flowing in a black, plane-parallel duct, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v.39, n.10, p.2191-2193, 1996.
- Kettleborough, C.F. Transient laminar free convection between heated vertical plates including entrance effects. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.15, p.883-896, 1972.
- Khalifa, A.J.N. e Marshall, R.H. validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 33, n. 10, p. 2219-2236, 1990.
- Kim, S.H., Anand, N.K. e Aung, W. Effect of wall conduction on free convection between asymmetrically heated vertical plates: uniform wall heat flux. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.33, n.5, p.1013-1023, 1990.
- Klems, J.H. e Warner, J.L.. Solar heat gain coefficient of complex fenestration with a venetian blind for different slat tilt angles. *ASHRAE Transactions*, v. 103, part 1, p. 1026-1034, 1997.
- Klems, J.H., Greenhouse window U-factors under field conditions. *ASHRAE Transactions*, v.92 , part 1, pp. 821-831, 1998.
- Korpela, S.A., Lee, Y. e Drummond, J.E. Heat transfer through a double pane window. *Journal of Heat Transfer*, v. 104, p. 539-544, 1982.
- Kraus, A.D. e Bar-Cohen, A. *Thermal analysis and control of electronics equipment*. Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
- Kreith, F. *Princípio da Transmissão de Calor*, São Paulo, Edgar Blücher, 1977.

- Lampert, C.M. Heat mirror coatings for energy conserving windows. *Solar Energy Materials and Solar Cell*, v. 6 p. 1-41, 1981.
- Larsson, U., Moshfegh, B. e Sandberg, M. Thermal analysis of super insulated windows (numerical and experimental investigations). *Energy and Buildings*, v.29, p.121-128, 1999.
- Larsson, U., Moshfegh, B. e Sandberg, M. Thermal analysis of super insulated windows (numerical and experimental investigations). *Energy and Buildings*, v.29, p. 121-128, 1999.
- Liu, B.Y.H. e Jordan, R.C. The interrelations and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation, *Solar Energy*, v.4, n3, p.1-19, 1960.
- Lee. Y. e Korpela, S.A. Multicellular natural convection in a vertical slot. *Journal of Fluid Mechanics*. v.126, p.91-121, 1983.
- Lenzen, M. e Collins, R.E. Long-term field tests of vacuum glazing. *Solar Energy*, v. 61, n. 1, p. 11-15, 1997.
- Lewandowski, W.M. e Radziemska, E. Heat transfer by free convection from an isothermal vertical round plate in unlimited space, *Applied Energy*, v.68, p.187-201, 2001.
- Lexen, T.C. Development and use of a window field comparison facility, *ASHRAE Transactions*, v.94, part 2, p.1338-1349, 1988.
- Maliska, C.R. *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*, LTC Editora, Rio de Janeiro, 1995.
- Manz, H., Egolf, P.W., Suter, P. e Goetzberger, A. TIM-PCM external wall system for solar space heating and daylighting, *Solar Energy*, v.61, n.6, p.369-379, 1997.

- Marcondes, F. e Maliska, C.R., Convecção natural elíptica em canais de forma arbitrária. In: XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, Brasil, Dezembro, 1991, p. 5-8.
- Martin, L., Raithby, G.D. e Yovanovich, M.M On the low Rayleigh number asymptote for natural convection through an isothermal, parallel-plates channel. *Journal of Heat Transfer*, v.113, p.899-905, 1991.
- Mc.Adams, W.H. *Heat Transmission*, Krieger Publishing, Melbourne, 1985.
- Mc.Cluney, R., The death of the Shading Coefficient?, *ASHRAE Journal*, v.33, n.3, p.36-45, 1991.
- McCluney, W.R. e Mills, L.R. Effect of interior shade on window solar gain. *ASHRAE Transactions*, part 2, p.565-570, 1993.
- Mercer, W.E., Pearce, W.M. e Hitchcock, J.E. Laminar forced convection in the entrance region between parallel flat plates. *Journal of Heat Transfer*, v., p. 251-257, 1967.
- Mills, L.R. e McCluney, W.R. The benefits of using window shades. *ASHRAE Journal*, v. 35, n.11, p. 20-27, 1993.
- Min, T., Schutrum, L., Parmelee, G. e Vouris, J. Natural convection and radiation in a panel-heated room, *ASHRAE Transactions*, v.62, p.337-358, 1956.
- Miyatake, O. e Fujii, T. Free convective heat transfer between vertical parallel plates – one plate isothermally heated and the other thermally insulated. *Heat Transfer Japanese Research*, v.3, p.30-38, 1972.
- Miyatake, O., Fujii, T. e Tanaka, H. Natural convective heat transfer between vertical parallel plates – one plate with a uniform heat flux and the other thermally insulated. *Heat Transfer Japanese Research*, v.4, p.25-33, 1973.

- Moraes, J.M. e Daguinet, M. Convecção natural entre placas paralelas verticais aquecidas incluindo os efeitos de entrada e saída. In: XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, Brasil, dezembro, 1991. p.45-48.
- Morrone, B., Campo, A. e Manca, O. Optimum plate separation in vertical parallel-plate channel for natural convective flows: incorporation of large spaces at the channel extremes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.40, n.5, p. 993-1000, 1997.
- Nansteel, M. e Greif, R. Natural convection in undivided and partially divided rectangular enclosures, *J. Heat Transfer*, v.103, p.623-629, 1981.
- Onur, N., Sivrioglu, M. e Turgut, O. An experimental study on air window collector having a vertical blind for active solar heating. *Solar Energy*, v.57, n.5, p.375-380, 1996.
- Pacetti, M, Principe, P. e Sabetta, F. Trombe wall channel, In: Solar World Forum, Proc. Int. Solar Energy Soc. Congress, Brighton, August, 1982.
- Parmelee, G.V., The Transmission of solar radiation through flat glass under summer conditions. *ASHVE Transaction*, v.51, p.317-350, 1945.
- Peng, S. e Peterson, F. Convection from a cold window with simulated floor heating by means of a transiently heated flat unit. *Energy and Buildings*, v.23, p. 95-103, 1995.
- Pennington, C.W., Morrison, C.A. e Ingley, H.A. Analysis of double-draped fenestration configurations. *ASHRAE Transactions*, v. 82, part 1, p.742-752, 1976.
- Ramanathan, S. e Kumar, R. Correlation for natural convection between heated vertical plates. *Journal of Heat Transfer*, v.113, p.97-107, 1991.
- Reilly, S., Arasteh, D. e Rubin, M. The effects of infrared absorbing gasses on window heat transfer: a comparison of theory and experiments. *Solar Energy Materials*, v. 20, p. 277-288, 1990.

- Rheault, S. e Bilgen, E. Heat Transfer analysis in a automated venetian blind window system. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 111, p. 89-95, 1989.
- Rottkay, K., Rubin, M. e Kerr, J. Optical modeling of a complete electrochromic device. In: The 2nd Int. Conf. on Electrochromics, San Diego, USA, October, 1996.
- Rubin, M. Calculating heat transfer through windows. *Energy Research*, v.6, p.341-349, 1982.
- Rubin, M. e Lampert, C.M. Transparent silica aerogels for window insulation. *Solar Energy Materials*, v. 7, p. 393-400, 1983.
- Rubin, M., von Rottkay, K. e Powles, R., Window optics. *Solar Energy*, v.62, n.3, p.149-161, 1998.
- Rubin, Mike. Chromogenic Glazing, Berkeley, Lawrence Berkeley National laboratory, University of California, 1997. 20p. relatório final, International Energy Agency: Solar Heating and Cooling Program, TASK 18.
- Schlichting, H. *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill, New York, 1968.
- Sebastian, P.J. e Pattabi, M. Solar control characteristics of Cu<sub>2</sub>Se coating, *J. Physics D: Applied Physics*, v. 25, p. 981-985, 1992.
- Sebastian, P.J. e Sivaramakrishnan, V. CdSe thin films as solar control coatings, *Solar Energy Materials and Solar Cell*, v. 27 p. 321-326, 1992.
- Seeboth, A., Schneider, J. e Parzak, A. Material for intelligent sun protecting glazing, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, v.60, p.263-277, 2000.
- Sodha, M.S., Bansal, N.K., Bansal, P.K., Kumar, A. e Malik, M.A.S. *Solar Passive Building, Science and Design*, Pergamon Press, Oxford, 1986.

- Siebers, D. L., Moffat, R. F. e Schwind, R. G. Experimental, variable properties natural convection from a large, vertical, flat surface. *J. Heat Transfer*, v.107, p.124-132, 1985.
- Sparrow, E.M., Ramsey, J.W. e Mass, E.A. Effect of finite width on heat transfer and fluid flow about an inclined rectangular plate, *J. of Heat Transfer*, v.101, n.2, p.199-204, 1979.
- Sparrow, E.M., Shah, S. e Prakash, C. Natural convection in a vertical channel: I. Interacting convection and radiation. II. The vertical plate with and without shrouding, *Numerical Heat Transfer*, v.3, p.297-314, 1980.
- Stephenson, D.G. Equations for solar heat gain through windows, *Solar Energy*, v.9, n.2, p.81-86, 1965.
- Sullivan, R., Arasteh, D.K., Beck, F.A. e Selkowitz, S.E. Energy performance of evacuated glazing in residential buildings. *ASHRAE Transactions*, v. 102, part 2, p.220-227, 1996.
- Tanimoto, J. e Kimura, K. Simulation study on an air flow window system with an integrated roll screen, *Energy and Buildings*, v.26, p.317-325, 1997.
- TEPCO. Ventilation windows and automatic blinds help to control heat and lighting, *CADDET Energy Efficiency Newsletter*. ([http://www.caddet-ee.org/newsdesk/nw498\\_03.htm](http://www.caddet-ee.org/newsdesk/nw498_03.htm)), n. 4, p.9-11, 1998.
- Threlkeld, J.L. *Thermal Environmental Engineering*, Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1970.
- Tsuji, T. e Nagano, Y. Characteristics of a turbulent natural convection boundary layer along a vertical flat plate, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v.31, n.8, p.1723-1734, 1988.
- Williams, P.T. e Baker, A.J. Incompressible computational fluid dynamics and the continuity constraint method for the three-dimensional Navier-Stokes equations, *Numerical Heat Transfer*, part B, v.29, p.137-273, 1996.

- Wirtz, R.A. e Stutzman, R.J. Experiments on free convection between vertical plates with symmetric heating. *Journal of Heat Transfer*, v.104, p. 501-507, 1982.
- Wright, J.L., Calculating window solar heat gain, *ASHRAE Journal*, v.37, n.7, p.18-22, 1995.
- Wright, J.L., Summary and comparison of methods to calculate solar heat gain, *ASHRAE Transactions*, v.101, part 1, p. 802-818, 1995.
- Yang, R. e Yao, L.S. Natural convection along a finite vertical plate, *J. Heat Transfer*, v.109, n.2, p. 413-418, 1987.
- Zamora, B. e Hernández, J. Influence of variable property effects on natural convection flows in asymmetrically-heated vertical channels, *Int. Comm. Heat Transfer*, v.24, n.8, p.1153-1162, 1997.
- Zhang, Z., Bejan, A. e Lage, J.L. Natural convection in a vertical enclosure with internal permeable screen. *Journal of Heat Transfer*, v.113, p. 377-383, 1991.
- Zhao, Y., Goss, W.P. e Curcija, D. Prediction of the multicellular flow regime of natural convection in fenestration glazing cavities. *ASHRAE Transactions*, v. 103, part 1, pp. 1009-1020, 1997.

## Apêndice A.

### Informações adicionais – Links

Informações adicionais na forma de “links” para paginas da internet serão dadas a seguir. Estas páginas correspondem a organizações ou laboratórios que trabalham com informações na área de energia e possuem linhas de pesquisa na área de janelas.

- National Fenestration Rating Council (NFRC)

<http://www.nfrc.org/>

- Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL)

<http://windows.lbl.gov/>

<http://eande.lbl.gov/BTP/BTP.html>

- Center for Sustainable Building Research: College of Architecture and Landscape Architecture - University of Minnesota

<http://www.csbr.umn.edu/>

- U.S. Department of Energy

<http://www.energy.gov/>

- National Renewable Energy Laboratory Center for Buildings and Thermal Energy Systems (NREL)  
<http://www.nrel.gov/>
- Florida Solar Energy Center (FSEC) Fenestration Research Center  
<http://www.fsec.ucf.edu/~fen/>
- Center for Energy Efficiency and Renewable Energy Dept. of Mechanical and Industrial Engineering University of Massachusetts  
<http://www.ecs.umass.edu/mie/labs/berl/fenestration/>
- U.S. Department of Energy's EREN: Energy Efficiency and Renewable Energy Network  
<http://www.eren.doe.gov/>
- Oak Ridge National Laboratory (ORNL) Building Envelope Systems and Materials  
<http://www.ornl.gov/roofs%2bwalls/>
- International Energy Agency (IEA) Solar Heating and Cooling Programme  
<http://www.iea-shc.org/>
- Institute for Research in Construction - National Research Council's  
<http://www.nrc.ca/irc/irc.html>
- National Research Council's  
<http://www.nrc.ca/>
- Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies  
<http://www.caddet-ee.org>