

Transferência de Calor Conduitiva e Radiativa Através de Sistemas Vítreos Planos e Compostos

por

Christian Scapulatempo Strobel

**Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Área de Engenharia e Ciências Térmicas**

Trabalho apresentado como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, Paraná, Brasil.

Curitiba, 31 de Julho de 2007

Resumo

Materiais vítreos são amplamente utilizados em equipamentos e em edificações para aumentar a incidência de luz para o seu interior, proporcionando o conforto da luminosidade e/ou ainda facilitando a visualização de objetos em seu exterior ou no interior de equipamentos. Porém, apesar destas qualidades, o material vítreo é um elemento que possui baixa resistência a transferência de calor e é grande responsável pelo aumento no consumo de energia em edificações ou em equipamentos. O correto dimensionamento deste tipo de elemento é essencial para se evitar gastos excessivos de energia, principalmente em uma época onde a disponibilidade energética é um problema. O presente trabalho trata do estudo da transferência de calor através dessas superfícies e do desenvolvimento de um modelo numérico pelo método das diferenças finitas para realização de simulações em regime transiente envolvendo estes tipos de superfícies. Os principais parâmetros analisados foram: condução de calor, fluxo de calor decorrente de radiação solar direta (ondas curtas) e do ambiente (ondas longas), condições de contorno (convecção interna, externa e intermediária). A radiação foi analisada levando-se em conta as múltiplas reflexões e a absorção de calor não-uniforme no interior do material vítreo, ao contrário da absorção uniforme de calor amplamente utilizada na literatura para simplificações de modelos. Foram analisados os erros de hipóteses simplificativas, os efeitos de películas de controle solar, sistemas compostos por uma, duas ou três lâminas, e ainda um estudo de um coletor solar operando com uma ou duas lâminas de vidro, além de um comparativo sobre os desempenhos de cada tipo de sistema. Notou-se que o uso de hipóteses simplificativas para a absorção de calor pode levar a um erro de até 2% no cálculo do SHGC. Quanto a películas de controle solar, em sistemas simples, uma melhora de até 33% é observada no SHGC quando aplicada na primeira superfície. A influência da posição da película de controle solar pode acarretar em diferenças de até 14% no SHGC, devido ao bloqueio antecipado de radiação que a película promove quando aplicada externamente. Vidros duplos e triplos foram analisados e uma melhora de até 60% no SHGC foi observada em um vidro duplo com película e de até 42% no SHGC em um vidro triplo sem película, em relação a um sistema simples sem aplicação de película.

Abstract

Glass materials are widely used in equipment and in buildings to increase the light incidence toward their interior, increasing brightness comfort and improving the visualization of indoor objects. Even so, in spite of these qualities, these materials are elements that present low resistance to heat transfer and consequently are greatly responsible for the increase of the energy consumption in buildings or in equipment. Their correct design and calculation are essential to avoid excessive energy losses, especially nowadays with the problems of energy supply. The present work is focused on the calculation of heat transfer through these materials and on the development of a transient finite-difference based numerical model. The main parameters analyzed here are: heat conduction, heat flow due to direct solar radiation (short-wave) and to the neighboring surfaces (long-wave) and boundary conditions (convection at the outdoor and indoor surfaces and between the glasses). The radiation has been calculated by taking into account the multiple reflections and the non-uniform absorption inside the material, unlike the uniform absorption of heat widely used in the literature. Errors induced by this assumption, effects of additional glasses (double and triple glazing systems) and solar control films on heat fluxes and the practical case of solar collector have been studied. Results showed that the use of simplified methods for the absorption of heat can lead to an error up to 2% in the Solar Heat Gain Coefficient (SHGC). An improvement of up to 33% has been observed in SHGC when a solar control film was applied on the first glass surface. Moreover, the present calculations have shown that the influence of the film position can lead to differences of up to 14% in SHGC, due to the earlier short-wave radiation reflection that the film provides when applied at the glazing system external surface. SHGC improvements of up to 60% and 42% have been observed respectively for double and triple glazing systems with film, when compared to a simple glazing system with no film.

Dedico este trabalho à minha esposa, Patricia, pelo carinho e incentivo, e aos meus lindos filhos, Lucca e Julia.

Aos meus pais, Orlando e Maria Ester, pelos anos dedicados ao meu ensino e à construção de meu caráter.

Agradecimentos

Registro aqui o meu sincero agradecimento à todas pessoas que, de uma forma ou de outra, contribuíram para o bom andamento deste estudo.

Ao Professor Nathan Mendes, pelo apoio e confiança que tem depositado em mim, e principalmente pela orientação neste trabalho;

Ao Professor Marc Olivier Abadie, pela ajuda e co-orientação deste trabalho;

Ao Bolsista Walter Mazuroski, pelo desenvolvimento do Algoritmo em C++ para tornar as simulações possíveis e extensíveis a desenvolvimentos futuros;

A minha esposa Patricia e aos meus filhos Lucca e Julia, pela paciência, carinho e incentivo, fundamentais para a finalização deste trabalho;

Aos meus Pais, Orlando e Maria Ester, pelo incentivo à minha formação.

Sumário

Resumo	ii
Abstract	iii
Agradecimentos	v
1.1 Apresentação do problema.....	3
1.2 Revisão bibliográfica.....	4
1.2.1 Coeficiente de ganho de calor solar (SHGC - Solar Heat Gain Coefficient).....	4
1.2.2 Películas de controle solar.....	5
1.2.3 Simulações numéricas e experimentais	6
1.2.4 Estudos teóricos.....	8
1.2.5 Janelas duplas e triplas com gases de preenchimento	10
1.2.6 Condições de contorno (Transferência de Calor por Convecção).....	11
1.2.7 Condensação nas superfícies.....	12
1.2.8 Simuladores e simulações.....	12
1.2.9 Absorção de calor pelo vidro	14
1.3 Propostas e objetivos	14
1.4 Estrutura da Dissertação	15
2.1 Condução de calor.....	17
2.2 Condições de contorno	18
2.2.1 Ambientes externo.....	18
2.2.2 Ambiente interno.....	18
2.2.3 Fronteiras intermediárias em sistemas compostos.....	18
2.3 Convecção	19
2.3.1 Ambiente externo	19

2.3.2	<i>Ambiente interno</i>	20
2.3.2.1	<i>Sistemas inclinados de 0° a 15°</i>	21
2.3.2.2	<i>Sistemas inclinados de 15° a 90°</i>	21
2.3.2.3	<i>Sistemas inclinados de 90° a 179°</i>	22
2.3.2.4	<i>Sistemas inclinados de 179° a 180°</i>	22
2.3.2.5	<i>Convecção forçada (V > 0,3m/s), ISO(2002)</i>	22
2.3.3	<i>Convecção livre entre camadas do sistema</i>	22
2.3.3.1	<i>Cavidades inclinadas em 0° a 60°</i>	22
2.3.3.2	<i>Cavidades inclinadas em $\theta = 60^\circ$</i>	23
2.3.3.3	<i>Cavidades inclinadas de 60° a 90°</i>	23
2.3.3.4	<i>Cavidades verticais</i>	23
2.3.3.5	<i>Cavidades inclinadas de 90° a 180°</i>	24
2.4	<i>Radiação</i>	24
2.4.1	<i>Refletividade</i>	24
2.4.2	<i>Refração</i>	25
2.4.3	<i>Múltiplas reflexões</i>	25
2.4.4	<i>Absorção de calor não uniforme considerando múltiplas reflexões</i>	26
2.4.4.1	<i>Cálculo dos raios resultantes que incidem sobre as superfícies</i>	29
2.4.4.2	<i>Absorção em um sistema simples</i>	39
2.4.4.3	<i>Absorção em um sistema duplo</i>	39
2.4.4.4	<i>Absorção em um sistema triplo</i>	40
2.4.5	<i>Absorção de calor uniforme</i>	40
2.4.6	<i>Parcela de calor transmitida para o sistema</i>	41
2.4.7	<i>Parcela de calor refletida do sistema</i>	42
2.4.8	<i>Parcela de calor transferida e absorvida por radiação de ondas longas</i>	42
2.4.8.1	<i>Fator de Forma</i>	43
2.4.8.2	<i>Múltiplas reflexões de radiação na forma de ondas longas</i>	43
2.4.9	<i>Coefficiente de Ganho de Calor Solar (SHGC)</i>	45
2.5	<i>Películas de baixa emissividade</i>	45
3.1	<i>Discretização</i>	50
3.1.1	<i>Considerações iniciais</i>	51
3.1.1.1	<i>Linearização do termo de radiação de ondas longas</i>	51
3.1.1.2	<i>Absorção de calor – peculiaridades para o modelo numérico</i>	51

3.1.2 Vidro simples.....	53
3.1.2.1 Elemento de contorno – Ponto zero.....	54
3.1.2.2 Interior do sólido.....	55
3.1.2.3 Elemento de contorno – Ponto n	56
3.1.3 Vidro duplo.....	56
3.1.3.1 Elemento de contorno – Ponto zero.....	57
3.1.3.2 Interior do primeiro e do segundo sólido.....	58
3.1.3.3 Elemento de contorno final do primeiro sólido – Ponto n	58
3.1.3.4 Elemento entre os dois sólidos vítreos - Ponto $n+1$:.....	59
3.1.3.5 Elemento inicial do segundo sólido vítreo – Ponto $n+2$	60
3.1.3.6 Elemento do final do segundo sólido vítreo – Ponto $2n+2$	61
3.1.4 Vidro triplo.....	61
3.1.4.1 Elemento de contorno – Ponto 0.....	62
3.1.4.2 Interior do primeiro, segundo e terceiro sólido – Ponto i	63
3.1.4.3 Final do primeiro sólido – Ponto n	63
3.1.4.4 Elemento localizado entre as duas primeiras lâminas - Ponto $n+1$	64
3.1.4.5 Início do segundo vidro - Ponto $n+2$	64
3.1.4.6 Final do segundo vidro - Ponto $2n+2$	65
3.1.4.7 Elemento localizado entre as duas últimas lâminas - Ponto $2n+3$	65
3.1.4.8 Início do terceiro vidro - Ponto $2n+4$	66
3.1.4.9 Final do terceiro vidro - Ponto $3n+4$	67
3.2 O uso de películas de baixa emissividade.....	68
3.2.1 Vidro simples.....	68
3.2.2 Vidro duplo.....	69
3.3 O Método TDMA (Algoritmo de Thomas).....	69
4.1 Dados de Entrada.....	72
4.2 Verificação do modelo.....	73
4.2.1 Condução de calor em um vidro simples.....	74
4.2.2 Condução combinada com convecção de calor em um vidro simples.....	75
4.2.3 Absorção de calor em um vidro simples.....	76
4.2.4 Verificação do vidro duplo.....	78
4.2.5 Verificação do vidro triplo.....	80
4.3 Simulações de sistemas sem películas de baixa emissividade.....	82

4.3.1 Vidro Simples.....	82
4.3.2 Vidro Duplo.....	85
4.3.3 Vidro Triplo.....	88
4.3.4 Comparativo de performance entre sistemas sem película.....	91
4.4 Uso de películas de baixa emissividade.....	94
4.4.1 Vidro Simples.....	95
4.4.2 Vidro Duplo.....	98
4.4.3 Comparativo de performance entre sistemas com e sem película.....	100
4.5 Estudo de caso – Coletor Solar.....	102
4.5.1 Coletor com um sistema simples.....	103
4.5.2 Coletor com um sistema duplo.....	104
4.5.3 Comparação de resultados Coletor com um sistema simples e duplo.....	106
Referências Bibliográficas.....	112

Lista de Figuras

<i>Figura 2.1: Processo de reflexão e refração em um sistema ar-vidro-ar</i>	25
<i>Figura 2.2: Múltiplas reflexões no interior de um vidro simples (Siegel e Howell, 2001)</i>	26
<i>Figura 2.3: Múltiplas reflexões no meio vítreo</i>	28
<i>Figura 2.4: Múltiplas reflexões em um sistema composto por três lâminas</i>	30
<i>Figura 2.5: Reflexões de radiação de ondas longas entre superfícies vítreas</i>	44
<i>Figura 2.6: Reflexões em ambas as superfícies de uma película fina homogênea</i>	47
<i>Figura 3.1: Condução de calor bidimensional - Rede Nodal (Incropera e De Witt, 1990)</i>	50
<i>Figura 3.2: Mecanismos de transferência de calor em um sistema vítreo simples</i>	53
<i>Figura 3.3: Balanço de energia no elemento de contorno externo</i>	54
<i>Figura 3.4: Balanço de energia em um elemento no interior do sólido</i>	55
<i>Figura 3.5: Balanço de energia em um elemento de contorno final</i>	56
<i>Figura 3.6: Mecanismos de transferência de calor em um sistema vítreo duplo</i>	57
<i>Figura 3.7: Balanço de energia em um elemento de contorno do final do primeiro sólido</i>	58
<i>Figura 3.8: Balanço de energia em um elemento localizado entre os dois sólidos</i>	59
<i>Figura 3.9: Balanço de energia em um elemento localizado no início do segundo sólido</i>	60
<i>Figura 3.10: Balanço de energia em um elemento localizado no final do segundo sólido</i>	61
<i>Figura 3.11: Mecanismos de transferência de calor em um sistema triplo</i>	62
<i>Figura 3.12: Balanço de energia em um elemento localizado no final do segundo sólido</i>	65
<i>Figura 3.13: Balanço de energia em um elemento localizado entre os dois últimos sólidos</i>	66
<i>Figura 3.14: Balanço de energia no início do terceiro anteparo</i>	66
<i>Figura 3.15: Balanço de energia no final do terceiro anteparo</i>	67
<i>Figura 3.16: Modelo de vidro duplo para uso em simulações de vidro simples com película</i>	68
<i>Figura 3.17: Modelo de vidro triplo para uso em simulações de vidro duplo com película</i>	69
<i>Figura 3.18: Estrutura de Matriz de coeficientes para problemas unidimensionais</i>	70
<i>Figura 4.1: Variação da temperatura externa e da irradiação solar incidente durante 24h</i>	73

<i>Figura 4.2: Perfil de temperatura no interior do material devido a condução de calor</i>	<i>75</i>
<i>Figura 4.3: Perfil de temperatura no material devido a condução e convecção de calor.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 4.4: Perfil de temperatura no material devido a absorção de calor uniforme.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 4.5: Perfis de temperatura devido à absorção de calor uniforme e não-uniforme.</i>	<i>78</i>
<i>Figura 4.6: Perfil de temperatura em um vidro simples para verificação.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 4.7: Perfil de temperatura em vidro duplo para verificação (1ª e 2ª lâminas)</i>	<i>80</i>
<i>Figura 4.8: Perfil de temperatura em vidro triplo para verificação (1ª, 2ª e 3ª lâminas).....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 4.9: Coeficiente de ganho de calor solar versus tempo para um sistema simples</i>	<i>83</i>
<i>Figura 4.10: Fluxo de calor versus tempo para um sistema simples</i>	<i>83</i>
<i>Figura 4.11: Perfil de temperatura no interior de um sistema simples ao meio dia.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 4.12: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Vidro simples.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 4.13: Coeficiente de ganho de calor solar versus tempo para um sistema duplo</i>	<i>86</i>
<i>Figura 4.14: Fluxo de calor versus tempo para um sistema duplo.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 4.15: Perfil de temperatura no interior de um sistema duplo ao meio dia.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 4.16: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Vidro duplo</i>	<i>87</i>
<i>Figura 4.17: Coeficiente de ganho de calor solar versus tempo para um Sistema Triplo.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 4.18: Fluxo de calor versus tempo para um sistema triplo</i>	<i>89</i>
<i>Figura 4.19: Perfil de temperatura no interior de um sistema triplo ao meio dia.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 4.20: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Vidro Triplo.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 4.21: Comparativo entre os coeficiente de ganho de calor solar entre os sistemas</i>	<i>91</i>
<i>Figura 4.22: Comparativo entre os fluxos de calor entre os sistemas</i>	<i>92</i>
<i>Figura 4.23: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme nos três sistemas – SHGC</i>	<i>93</i>
<i>Figura 4.24: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Fluxo de Calor</i>	<i>94</i>
<i>Figura 4.25: Coeficiente de Ganho de Calor Solar - Vidro simples (com e sem película).....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 4.26: Fluxo de Calor - Vidro simples (com e sem película).....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 4.27: Campo de temperatura - Vidro simples com película.....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 4.28: Coeficiente de Ganho de Calor Solar - Vidro duplo (com e sem película).....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 4.29: Fluxo de Calor - Vidro duplo (com e sem película).....</i>	<i>99</i>
<i>Figura 4.30: Campo de temperatura - Vidro duplo com película.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 4.31: SHGC dos sistemas simples, duplos e triplo com e sem película.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 4.32: Fluxo de Calor dos sistemas simples, duplos e triplos com ou sem película.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 4.33: Comparação entre sistemas simples e duplos com e sem películas.....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 4.34: Fluxo de Calor incidente em um Coletor Simples.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 4.35: Temperatura da Superfície em um Coletor Simples.....</i>	<i>104</i>

Figura 4.36: Fluxo de Calor incidente em um Coletor duplo105
Figura 4.37: Temperatura da Superfície em um Coletor Duplo105
Figura 4.38: Comparativo do Fluxo de Calor na superfície do coletor – simples e duplo.....106
Figura 4.39: Comparativo da Temperatura na superfície do coletor – simples e duplo106

Lista de Tabelas

<i>Tabela 4.1: Dados de entrada para a simulação de condução de calor</i>	74
<i>Tabela 4.2: Dados de entrada para a simulação de condução e convecção de calor</i>	75
<i>Tabela 4.3: Dados de entrada para a simulação de absorção de calor</i>	77
<i>Tabela 4.4: Dados de entrada para a simulação de vidro simples para verificação</i>	78
<i>Tabela 4.5: Resultado da simulação de vidro simples para verificação</i>	79
<i>Tabela 4.6: Entrada para a simulação da 1ª lâmina de um vidro duplo (verificação)</i>	79
<i>Tabela 4.7: Entrada para a simulação da 2ª lâmina de um vidro duplo (verificação)</i>	80
<i>Tabela 4.8: Resultado da simulação da 1ª e 2ª lâmina de vidro duplo para verificação</i>	80
<i>Tabela 4.9: Entrada para a simulação da 1ª lâmina de um vidro triplo (verificação)</i>	81
<i>Tabela 4.10: Resultado da simulação da 1ª, 2ª e 3ª lâmina de vidro triplo para verificação</i>	81
<i>Tabela 4.11: Parâmetro de entrada para a simulação de um sistema vítreo simples</i>	82
<i>Tabela 4.12: Resultados para o sistema simples – Valores principais</i>	85
<i>Tabela 4.13: Parâmetro de entrada para a simulação de um sistema vítreo duplo</i>	85
<i>Tabela 4.14: Resultados para o sistema duplo – Valores principais</i>	88
<i>Tabela 4.15: Parâmetro de entrada para a simulação de um sistema vítreo triplo</i>	88
<i>Tabela 4.16: Resultados para o sistema triplo – Valores principais</i>	91
<i>Tabela 4.17: Comparativo de coeficiente de ganho de calor solar – Valores principais</i>	92
<i>Tabela 4.18: Comparativo de Fluxo de calor – Valores principais</i>	93
<i>Tabela 4.19: Propriedades Físicas, químicas e ópticas de películas de PET</i>	95
<i>Tabela 4.20: Parâmetro de entrada p/ simulação de um sistema vítreo simples com película</i>	95
<i>Tabela 4.21: Resultados para sistemas simples com película</i>	98
<i>Tabela 4.22 Parâmetro de entrada p/ simulação de um sistema vítreo duplo com película</i>	98
<i>Tabela 4.23: Resultados para sistemas duplos com e sem película</i>	100
<i>Tabela 4.24: Dados de entrada para simulação de um coletor simples</i>	103
<i>Tabela 4.25: Dados de entrada para simulação de coletor duplo</i>	104

Lista de Símbolos

Letras gregas

α	Difusividade térmica do material	[m ² /s]
α	Absortividade do material	[adimensional]
β	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
χ	Ângulo do raio refratado no meio vítreo	[graus]
ε	Emissividade	[adimensional]
ξ	Utilizado para simplificação de termos	
ϕ	Ângulo de inclinação do sistema	[graus]
ϕ	Fluxo de calor	[W/m ²]
γ	Densidade do fluido	[kg/m ³]
λ	Comprimento de onda	[μ m]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/s.m]
π	Constante pi	[adimensional]
θ	Ângulo de incidência	[graus]
ρ	Refletividade	[adimensional]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² .K ⁴]
ϑ	Fase (interferência de ondas)	
τ	Transmissividade	[adimensional]
ϖ	Utilizado para simplificação de termos	
ψ	Calor absorvido por radiação de ondas longas	[W/m ²]

Letras Latinas

A	Absorção de calor	[W]
A	Constante numérica para a discretização	[adimensional]
A	Área da superfície	[m ²]
a	Absortividade	[adimensional]
B	Constante numérica para a discretização	[adimensional]
C	Constante numérica para a discretização	[adimensional]
c	Calor Específico do material e/ou do fluido	[J/kg.K]
D	Constante numérica para a discretização	[adimensional]
d	Distância percorrida no meio vítreo	[m]
d	Espessura da película	[m]
d	Metade da distância entre duas paredes vítreas	[m]
E	Poder emissivo	[W/m ²]
F	Fator de forma	[adimensional]
h	Coefficiente de convecção	[W/m ² .K]
I	Incidência	[adimensional]
k	Condutividade térmica do material	[W/m.K]
L	Espessura total do material vítreo	[m]
n	Índice de refração	[adimensional]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
R	Reflexão de calor por radiação	[W]
T	Temperatura	[°C]
T	Temperatura absoluta	[K]
T	Transmissão de calor por radiação	[W]
x	Coordenada perpendicular à superfície do vidro	[m]
t	Tempo	[s]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
V	Velocidade do fluido	[m/s]
H	Altura do sistema vítreo	[m]

Superíndices

- 0 Passo tempo Anterior
- a Primeiro volume de controle
- b Volume de controle intermediário
- c Último volume de controle
- PREV Passo tempo Anterior

Subíndices

- 0 Ponto inicial (0) – Início do sistema
- 1 Primeiro vidro
- 2 Segundo vidro
- 3 Terceiro vidro
- ∞ Fluido externo ou interno, livre
- abs Absorvido
- B Posterior – Raios que incidem de L a 0
- BS Borda da superfície
- cog Distância do centro do vidro (*center of glass*)
- CS Centro da superfície
- D Duplo
- eog Distância até a borda do vidro (*edge of glass*)
- e, ext Ambiente externo
- F Anterior – Raios que incidem de 0 a L
- f Fluido
- g Aceleração da gravidade
- g Vidro (*glass*)
- i Ponto i – interior do sistema
- i Posição da lâmina
- i, int Ambiente interno
- j Número de lâminas do sistema
- lw Ondas longas (*long waves*)
- m Contador - Vizinhos

m	médio
M	Moldura
n	Ponto n e múltiplos – Final do sistema
p	Pressão constante
p	Película
r	Fração refletida em uma película
rad	Radiação
S	Simple
SUP	Superfície
T	Triplo
T-CR	Total com radiação
T-SR	Total sem radiação
V	Cavidade Vertical
ve	Vizinhança externa
vi,viz	Vizinhança interna
viz	Vizinhança
x	Propriedade local

Abreviações

SHGC	<i>Solar Heat Gain Coefficient</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
TDMA	<i>Tri Diagonal Matrix Algorithm</i>

Capítulo 1

Introdução

Atualmente, os materiais vítreos são amplamente utilizados em equipamentos e em edificações com o objetivo de aumentar a incidência de luz para o seu interior, proporcionando a seus usuários o conforto de visualizar objetos no exterior ou no interior de equipamentos e edificações. Porém, o uso inadequado destes materiais pode ocasionar um sobreaquecimento nas edificações e em equipamentos de refrigeração (geralmente desejável no inverno e indesejável no verão para edificações e em quaisquer circunstâncias para equipamentos de refrigeração), acarretando em aumento no consumo de energia e ainda no desconforto dos usuários. Este problema gera então a necessidade de desenvolvimento de materiais que proporcionam alta transmissão de luz e baixa transmissão de calor, seja por condução, por radiação de ondas curtas (provenientes do sol) e ainda por radiação de ondas longas entre a superfície do material e seus vizinhos.

Os sistemas vítreos são sistemas térmicamente fracos, responsáveis por uma grande parcela de perda de calor em climas frios e de ganho de calor em climas quentes, elevando os gastos com energia em ambientes climatizados em uma época em que a disponibilidade energética é um problema. Desta maneira, um projeto bem executado para o dimensionamento de áreas envidraçadas é vital para que não haja sobreaquecimentos (ou vice versa) em ambientes climatizados, e a realização de um estudo completo sobre como a energia flui através destas superfícies é essencial para a realização deste dimensionamento.

Radiação solar é transmitida para o ambiente interno de uma edificação ou de um equipamento através de janelas, sistemas vítreos 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 por ondas longas. Uma fração desta energia alcança novamente a área envidraçada, desta vez na forma de radiação infravermelha (ondas longas), e será barrada na superfície do vidro, devido a este apresentar um comportamento de corpo opaco para este tipo de radiação, 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. (Henriquez, 2002).

O calor em determinados ambientes depende fortemente da radiação solar incidente, que varia durante o dia e sazonalmente durante o ano, e da área envidraçada, além de suas propriedades ópticas e físicas.

Se for realizado um pequeno histórico sobre o desenvolvimento dos materiais vítreos, verifica-se que o vidro claro era o material básico usado nestes sistemas. Embora o vidro seja durável e permita que uma grande parcela de luz solar entre em edifícios, este apresenta pouca resistência ao fluxo de calor. Hoje, existem diversos tipos de sistemas de janelas que estão disponíveis para ajudar no controle de perda ou ganho de calor. Estes sistemas incluem janelas com duas ou três camadas de vidros separadas por camadas de ar ou evacuadas, chamadas de vidros duplos ou triplos, janelas com camadas especiais tais como películas de baixa emissividade, ou refletivas, janelas preenchidas com gás absorvente, janelas ventiladas com fluxo de ar forçado ou natural, janelas com venezianas inclusas, janelas inteligentes sensíveis a incidência de radiação solar incidente (fotocrômicas, termocrômicas e eletrocrômicas) e janelas que incorporam uma combinação destas opções.

As janelas de baixa emissividade, são fabricadas por deposição de camadas especiais sobre vidros, e são responsáveis pela redução da transferência de calor através da janela, devido a maior reflexão de calor para o meio externo e baixa emissividade para com os objetos vizinhos. Em geral, estas camadas são formuladas por óxidos de metal, depositados nas superfícies dos vidros em espessuras extremamente finas. Existem

também os filmes fabricados a base de polímeros, vendidos separadamente e que podem ser aplicados pelo próprio consumidor sobre a superfície de vidros. Este processo é conhecido como *retrofit*.

Painéis de vidros evacuados são uma nova forma de isolantes térmicos transparentes com um grande potencial para serem usados como janelas. Esses painéis consistem em duas ou mais placas de vidro separadas por um espaço estreito e evacuado. Os contornos do painel são selados hermeticamente de forma a produzir e manter um vácuo estável entre as placas. Um arranjo de pequenos espaçadores assegura que as placas de vidro não venham a entrar em contato ou em colapso por causa das grandes forças presentes devido à pressão atmosférica sobre os vidros. Nas janelas evacuadas, a transferência de calor por convecção não existe no meio das lâminas, e a condução de calor pelo vidro acontece em menor escala devido à transferência de calor pelo vidro ser principalmente por radiação. A condução de calor pelo espaçador e pela moldura ocupa um espaço mais significativo neste mecanismo de transferência de calor (Henriquez, 2002).

Este estudo realiza uma investigação mais profunda sobre como ocorre a transferência de calor em sistemas vítreos simples, duplos e triplos, enfatizando a absorção de calor dentro destes, e a diferença entre o resultado deste estudo mais detalhado e os estudos apresentados pela literatura atual. Analisa ainda a influência de películas de controle solar e avalia a performance das diferentes combinações de sistemas vítreos.

A seguir segue uma apresentação do problema e uma revisão bibliográfica dos principais aspectos que envolvem a transferência de calor em superfícies vítreas.

1.1 Apresentação do problema

A análise de transferência de calor em superfícies vítreas ainda é um campo pouco estudado, mesmo que métodos teóricos mais simplificados existam a décadas. O cálculo preciso do fluxo de calor nestes materiais depende fortemente de como estes são analisados. Devido ao importante papel das janelas e elementos vítreos nas perdas e ganhos de calor em edificações em climas frios e quentes, respectivamente, a predição exata da transferência de calor por estes materiais é de grande importância em simulações

de transferência de calor em edificações. O correto modelamento de um sistema vítreo permite um levantamento mais preciso da carga térmica em edificações (visto que uma grande parcela de radiação é transmitida ao interior) e do fluxo de calor em equipamentos que utilizam vidros em sua estrutura, tais como refrigeradores, fornos, equipamentos de secagem de madeira, coletores solares, entre outros.

Hoje, na literatura, são raros os autores que realizam uma análise criteriosa sobre todos os fatores e mecanismos de transferência de calor em meios vítreos. Pode-se achar artigos e teses que tratam os mecanismos desta transferência de calor isoladamente, tratando a condução, a convecção, a radiação como elementos separados, mas não um estudo que trate o assunto da maneira mais abrangente e detalhada possível.

Na maioria dos programas de simulação de transferência de calor em edificações, a absorção solar de radiação dentro dos materiais vítreos normalmente é tratada considerando que toda a radiação incidente é uniformemente absorvida no material. Este tipo de suposição é perfeitamente aceitável em aplicações como vidros com espessuras finas, mas quando aplicados a vidros espessos e com várias lâminas, como os que são comuns em edifícios, não representa a distribuição complexa e não-uniforme de radiação solar absorvida, pois o campo de temperatura no interior destes materiais mais espessos passa a ser diferente dos modelos atuais, visto a grande parte da absorção de calor ficar na parte mais próxima da incidência de radiação. Este estudo propõem investigar numericamente o erro induzido por tal aproximação no caso de vidros espessos e com várias camadas, além de analisar a eficiência dos diversos sistemas vítreos com o modelo desenvolvido.

1.2 Revisão bibliográfica

Segue uma revisão do que já foi estudado sobre o assunto e uma análise da contribuição destes trabalhos para o estudo da transferência de calor em superfícies vítreas.

1.2.1 Coeficiente de ganho de calor solar (SHGC - *Solar Heat Gain Coefficient*)

John Wright (1995) examinou e comparou métodos utilizados para o cálculo do ganho solar, incluindo o centro do vidro, a borda do vidro e a moldura. Os resultados serviram para quantificar o ganho de calor devido à radiação solar no que diz respeito a

gama de sistemas vítreos, parâmetros de projeto e condições de operação. Detalhes acerca das propriedades ópticas e dos mecanismos de transferência de calor foram examinados e discutidos. Ele mostra que a transferência de calor devido à radiação é a parcela mais importante do sistema, e que os demais fatores, tais como o gás de preenchimento e a convecção, desempenham um papel menos importante. Apesar de seu esforço, o estudo deixou a desejar no efeito global da transferência de calor no sistema, visto que apenas comparou métodos existentes e não se aprofundou a discutir os mecanismos da transferência de calor nestas superfícies.

Arasteh *et al.* (1996) apresentam resultados de um estudo que investiga a performance energética de vidros duplos com vácuo entre os painéis e comparam com vidros que possuem outros tipos de preenchimento, tais como argônio. A performance de resfriamento também é analisada. Os resultados mostraram que para vidros bem isolados o coeficiente de ganho de calor por radiação solar (SHGC – *Solar Heat Gain Coefficient*) é tão importante quanto o coeficiente total de transferência de calor para fachadas sul, leste e oeste (a análise ocorreu no hemisfério norte). Para as demais orientações nas quais a incidência de radiação solar não é tão importante, o coeficiente de transferência de calor governa a performance energética. Os autores ainda propõem métodos de sombreamento que visam aumentar a performance do sistema. Apesar dos bons resultados obtidos, os resultados são parte integrante de comparações entre configurações diferentes e não surgiram de análises detalhadas de transferência de calor, e sim de simulações realizadas com softwares já existentes, não sendo realizado um ensaio experimental para a validação destes métodos.

1.2.2 Películas de controle solar

Uma janela com baixa emissividade normalmente apresenta também baixo coeficiente de absorção e, conseqüentemente, uma alta refletância no espectro infravermelho. Dahlen (1987) apresentou uma investigação sobre filmes de baixa emissividade para uso em janelas preexistentes (retrofit). Esta técnica está em uso desde 1978 e a chave para o adequado projeto destes filmes para estas aplicações é proteger finas camadas metálicas por filmes plásticos que estendem sua vida útil em cerca de cinco anos.

Bueno *et al.* (1995) apresentam um modelo onde, com base na refletância e na transmitância de uma película fina, possa ser extraído as constantes de condutividade e índice de refração da película.

Alvarez *et al.* (1998) criaram modelos matemáticos para verificar o comportamento térmico de janelas com filmes para controle solar. Os modelos foram implementados aplicando-se a equação da conservação de energia unidimensional no sentido transversal da janela. O modelo é em regime permanente e a equação da energia é aplicada somente na placa de vidro. Devido à pequena espessura da película (desprezível comparada a espessura do sistema), é realizado apenas um balanço de energia no filme. O modelo é validado experimentalmente pelo próprio autor.

Pekker (2002) realizou um estudo para se determinar o índice de refração, o coeficiente de extinção e a espessura do filme com base em equações de refletância e transmitância do material. Um programa computacional foi elaborado para que fossem realizadas as simulações.

1.2.3 Simulações numéricas e experimentais

Wright e Sullivan (1995) apresentaram uma formulação numérica bidimensional para ser utilizada em um sistema vítreo vertical. Neste modelo foi levado em consideração a convecção natural do gás de preenchimento, condução de calor e as trocas de calor por radiação entre as superfícies. Ficou evidenciada uma temperatura mais baixa na parte inferior do sistema em dias frios, e que, devido a este fato, o fluxo de calor não pode ser considerado constante ao longo da altura do vidro.

Griffith *et al.* (1996) apresentam dados para a distribuição da temperatura na superfície exposta ao ambiente mais quente de uma edificação em sete configurações diferentes de sistemas vítreos. As temperaturas de superfície foram medidas com o uso de um termógrafo infravermelho. Os autores adotaram temperaturas padrão de inverno para América do Norte (21,1°C e -17,8°C). O objetivo do trabalho foi o de determinar a resistência de condensação nos diversos vidros, além de validar programas computacionais.

Semelhante ao trabalho de Griffith *et al.* (1996), Elmahdy (1996) faz o uso do termógrafo infravermelho para comparar o efeito de espaçadores diferentes nos sistemas vítreos, chegando a resultados que mostram que a queda de temperatura é afetada pelo

tipo de espaçador e pela dimensão da folga entre as superfícies, além de analisar a resistência térmica da condensação e o efeito da transferência de calor na borda do sistema vítreo.

Abreu *et al.* (1996) realizam uma análise numérica e computacional de modelos com diferentes espaçadores, os mesmos analisados por Arasteh *et al.* (1996), e realizam uma comparação com os resultados obtidos pela termografia infravermelha, com bons resultados. Esta comparação, por sinal, foi chamada pelos autores de “comparação às escuras”, pois foi realizada após os estudos terem sido finalizados.

Sullivan *et al.* (1996) realizam uma análise numérica bi-dimensional e medições com termógrafos para completar os três trabalhos acima descritos. Os quatro grupos de pesquisa realizaram estudos práticos e numéricos “às escuras” para validação de seus métodos, e chegaram a resultados muito próximos e a modelos mais simplificados, que, apesar das pesquisas estarem em estágios pouco avançados, mostram que o estudo está no caminho correto.

Nicolau e Maluf (2001) determinaram experimentalmente e numericamente as propriedades radiativas de vidros comerciais, incluindo o índice de refração, e o coeficiente de absorção. Eles determinaram, para uma faixa de 400 a 4000 nm, as propriedades de transmitância e refletância para o vidro, levando ainda em consideração as múltiplas reflexões causadas pelo vidro e a influência da variação do ângulo de incidência nas propriedades do material.

Ismail e Henriquez (2003) apresentaram um modelo matemático e simulações numéricas de transferência de calor em uma superfície vítrea simples. O modelo utilizado foi bi-dimensional e transiente, utilizando a equação de balanço de energia e deixando o termo fonte para receber a parcela de absorção de radiação no vidro. A variação no ângulo de incidência da radiação solar e a variação da temperatura externa da edificação foram consideradas nas simulações numéricas. As simulações numéricas mostraram ainda o efeito da espessura do vidro no fluxo total de calor, no ganho solar e no coeficiente de sombra.

Gosselin e Chen (2007) propuseram um novo método computacional que calcula o fluxo de ar em cavidades e o campo de temperaturas nos painéis vítreos e no ar. Primeiramente o método utiliza a dinâmica dos fluidos computacional (CFD –

Computational Fluid Dynamics) para o cálculo do fluxo e do campo de temperatura sem a incidência de radiação. Posteriormente é feita uma análise da transferência radiativa entre estas superfícies (onda longa) e o efeito da radiação solar (ondas curtas) no sistema. Devido à complexidade e a não linearidade da troca de calor por radiação, este novo método computacional foi validado experimentalmente em escala natural com fluxos de ar variáveis e radiação controlada. O novo método é validado e recomendado para aplicações em sistemas vítreos com fluxo de ar passando em seu interior. Efeitos de moldura e de condensação não foram abordados pelos autores.

Quanto a estes trabalhos numéricos e experimentais, conclui-se que houve grande progresso no sentido da análise e verificação de dados, tanto numericamente como experimentalmente como com trocas de informação entre equipes de pesquisa. A dependência do fluxo de calor com o ângulo de incidência e modelos que permitem maior flexibilidade de condições internas e externas de temperatura foram desenvolvidos. A relação com o comprimento de onda da radiação e outras propriedades como as múltiplas reflexões foram analisadas. Todavia, apesar do bom trabalho faltou a integração entre todos estes conceitos num único trabalho, e o efeito de condensação foi apenas experimental. Faltou ainda nestes trabalhos o efeito do sombreamento como ferramenta a reduzir o fluxo de calor para o interior de superfícies (talvez até pela necessidade de aquecimento, e não o inverso).

1.2.4 Estudos teóricos

Pfromer *et al.* (1995) realizaram um estudo da radiação em superfícies vítreas de diversos tipos, entre elas vidros simples, pintados e com várias camadas, incluindo películas. O estudo incluiu a absorção de calor no vidro e as múltiplas reflexões em seu interior, assumindo comprimentos de onda variáveis e ângulos de incidência variando com o tempo.

Kapur (2003) investigou o efeito da transferência de calor por radiação em janelas com uso de aparatos de sombreamento externo, tais como cortinas e persianas, na temperatura da superfície de vidros utilizando métodos experimentais. Estes dispositivos de sombreamento possuem um importante papel no controle da radiação incidente direta que penetra em edificações. A idéia principal é melhorar a estética das fachadas de edificações sem comprometer a sua eficiência energética. O autor chegou a resultados

que indicam que os principais fatores que influem na temperatura da superfície de um vidro são: clima e região geográfica, absorvidade e emissividade do material vítreo, condução de calor não uniforme através do vidro devido a espaçadores e molduras, perdas de calor por convecção e re-radiação, que é a perda de calor por radiação de ondas longas da superfície do vidro para os vizinhos externos e internos. Não se chegou a resultados quantitativos ou numéricos, apenas a observações do autor.

Khokhi e Maruyama (2005) realizaram um rigoroso estudo sobre a radiação de calor em superfícies vítreas para a aplicação em coletores solares, incluindo a transferência de calor por convecção entre o vidro e o absorvedor de calor. Foi levada em consideração uma superfície cinzenta para o vidro para viabilizar o uso do método de emissão de raios proposto pelos autores. A influência da convecção externa também foi estudada e sua influência comparada com a da radiação em diversos casos diferentes de condições externas.

Matuska e Sourek (2006) estudaram o uso de coletores solares nas fachadas de edificações e compararam com a condição atual de uso em telhados a 45°. Eles concluíram que os coletores solares instalados em fachadas precisam ter uma área 30% maior comparado aos coletores de telhado para se conseguir uma fração solar usual de 60%, mas observaram que, apesar do aumento na área, períodos de menor estagnação são observados quando comparados com os coletores de telhado.

A intenção do trabalho realizado por Blanusa *et al.* (2006) é comparar os resultados obtidos em dois métodos comumente utilizados para a determinação da transferência de calor pelos espaçadores de um sistema vítreo composto. Estes dois métodos são chamados de método ISO e método ASHRAE, sendo que no método ASHRAE divide o vidro em duas regiões distintas, sendo elas a borda do vidro e o centro do vidro, já o método ISO assume uma transferência de calor adicional devido a existência de espaçadores. Pequenas diferenças foram encontradas entre os dois métodos, mas a diferença passa a ser insignificante quanto maior for a área do vidro.

Ambos trabalhos contribuem bastante para a parte do trabalho que envolve radiação, visto que são bem completos neste quesito. Uma aplicação numérica envolvendo mais fatores como condensação, condução, películas e convecção poderia ter sido abordada.

1.2.5 Janelas duplas e triplas com gases de preenchimento

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 para o cálculo da 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 emissividade na redução do calor transferido por radiação.

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 à temperatura constante nas paredes e isoladas na base e no topo da cavidade. Foi apresentado o resultado do valor global de transferência de calor “U” em função do número de Nusselt médio.

Manz *et al.* (2006) realizaram um estudo para investigar a transferência de calor em sistemas vítreos triplos evacuados por meio de modelos analíticos (matrizes) e modelo numérico de diferenças finitas. O estudo focou o impacto dos seguintes parâmetros: emitâncias das superfícies dos vidros, reforços de suporte e condutividade térmica dos espaçadores. A análise não se restringiu a parte térmica, mas também levou em conta o stress mecânico devido a pressão atmosférica. O estudo conclui que a utilização do conceito de vidro triplo evacuado pode reduzir significativamente as transmitâncias alcançadas pelas melhores unidades de vidros isolantes que há atualmente no mercado.

Akhtar e Mullick (2006) desenvolveram uma série de correlações para o cálculo do campo de temperaturas nos vidros simples e duplos de coletores solares planos. O método proposto é preciso e reduz os erros computacionais. A condição utilizada é de

absorção uniforme nos vidros, o que ainda pode gerar algum tipo de erro, mostrado mais adiante no Capítulo 4.

1.2.6 Condições de contorno (Transferência de Calor por Convecção)

Curcija e Goss (1996) formularam uma correlação para a convecção forçada perpendicularmente em superfícies vítreas na parte externa de edificações com o uso de elementos finitos, analisando o problema de maneira bidimensional. Após várias análises executadas, modelagens matemáticas foram executadas a fim de se obter expressões para o cálculo dos coeficientes de convecção.

Wright (1996) propôs uma correlação para quantificar a transferência de calor por convecção entre dois painéis para o uso em aplicações vítreas. Esta correlação não é restrita a condições usuais (baixo número de Rayleigh, alta razão dimensional, etc.). Esta correlação também é válida para aplicações que envolvem baixa razão dimensional (exemplo: janelas com uma folga grande entre painéis) ou para aplicações com alto número de Rayleigh (número relativo às forças de empuxo).

Em relação à convecção natural no interior de edificações, Cuevas e Fissore (2004) realizaram um estudo experimental para obter uma correlação que indicasse qual o número de Nusselt em ambientes sem convecção forçada em janelas. A motivação surgiu devido ao fato de na literatura haver diversas correlações que proporcionavam resultados diferentes entre si em até 12% para janelas. Após experimentos, determinaram a seguinte correlação para vidros: $Nu = 0.68 + 0.565.Gr^{0.25}$, para $3.10^8 < Gr < 2.10^9$.

Aydin (2005) realizou um estudo numérico utilizando diferenças finitas para determinar qual o espaçamento ideal entre duas placas de vidro para o uso em janelas térmicas em diferentes climas, e tratando as superfícies como não isotérmicas. Foram modeladas condições climáticas de quatro cidades na Turquia, e foram encontrados valores que variavam de 12 a 21 mm, dependendo da cidade. Se, ao invés de utilizar um espaçamento padrão de 9 mm fossem utilizados os valores encontrados nestes experimentos, poderia ser encontrada uma economia de energia de até 27%.

Fohanno e Polidori (2005) modelaram a transferência de calor por convecção em fluxos laminares e turbulentos na parte interna de edificações verticais (paredes, janelas, etc) uniformemente aquecidas. Expressões para os coeficientes de transferência de calor por convecção, tanto locais como médios, são derivados de análises teóricas baseadas na

literatura. Uma expressão simplificada do coeficiente médio de convecção é dada como função do fluxo de calor e testado para aplicações em edificações. Apesar da tridimensionalidade e limitação geométrica de salas em escala natural, uma diferença de menos de 10% é observada. Nota-se neste trabalho que a verificação no modelo foi baseada em outros trabalhos, e não experimentalmente. Outra observação é a temperatura constante e uniforme dos vidros e paredes como requisitos de entrada do modelo, o que não acontece no ambiente real.

Estes trabalhos são muito interessantes por conterem uma análise de correlações que podem ser utilizadas como condição de contorno nas análises de transferência de calor em superfícies vítreas. Como as correlações na literatura ou são muito genéricas ou muito específicas, estes trabalhos fornecem correlações para várias faixas de aplicações, o que pode gerar uma acuracidade maior nos resultados finais.

1.2.7 Condensação nas superfícies

McGowan (1995) realiza um estudo numérico sobre o potencial de condensação em janelas, visto sua importância para o mercado consumidor, além de afetar o consumo de energia (calor latente), a qualidade do ar (mofo, bactérias) e danos estruturais que a condensação pode causar. O consumo de energia analisado refere-se apenas ao calor latente da condensação ou evaporação na superfície. Porém, além do calor latente há também a parcela da refração nesta película de condensado, o que não foi levada em consideração pelo autor. Assim como a luz (radiação no espectro visível) fica distorcida em superfícies embaçadas, a radiação de calor (radiação no espectro infravermelho) também fica distorcida, e este fenômeno acaba por influir na transferência de calor.

1.2.8 Simuladores e simulações

Winkelman (2001) faz uma explicação de como o software Energy Plus realiza cálculos de transferência de calor em vidros duplos, de como é realizado o cálculo térmico, a parcela de absorção, os cálculos de incidência solar, de sombra, de dispositivos como cortinas, divisórias e molduras, etc. Apesar de não entrar em detalhes, explica de maneira sucinta como o software funciona e quais são suas capacidades.

Pereira (2003) faz uma análise da resposta termo-energética de duas edificações quando alterado o tipo de vidro em sua fachada, visto que a influência que as superfícies semi-transparentes exercem na transferência de calor em um ambiente fechado de uma

edificação é significativa. Para tanto, foram realizadas simulações computacionais utilizando o software Energy Plus. Os resultados mostram que são significativas as diferenças nas taxas de transferência de calor através das janelas e as cargas térmicas sensíveis de resfriamento, mas que a evolução das temperaturas internas não sofre muita alteração.

A Norma ISO 15099 (2002) descreve os procedimentos para o cálculo de transferência de calor em superfícies vítreas, a transmitância térmica, luminosa e de energia solar de uma maneira completa, específica para cálculos mais completos e precisos, e para aplicação em programas computacionais.

Arasteh *et al.* (2001) realizaram uma análise sobre os softwares que atualmente estão disponíveis para o uso em simulações de transferência de calor em vidros de edificações. Segundo os autores, os softwares começaram a impactar sobre a concepção e implementação de produtos vítreos mais eficientes para aplicação em edificações pois as simulações antecipadas dos efeitos de cada tipo de sistema utilizado garantem saber com mais detalhes as classificações energéticas de cada sistema. Estas simulações, que são realizadas em softwares tais como o WINDOW, THERM, OPTICS, VISION/FRAME e WIS, podem ser facilmente realizadas por arquitetos, engenheiros e profissionais da área. A maior parte dos desenvolvimentos de software foca no modelamento de propriedades de sistemas vítreos tais como o Coeficiente de ganho de calor solar (SHGC), Fator U e transmitância. O software OPTICS retorna os dados de transmitância e refletância de lâminas de vidros e filmes, baseado nas propriedades dos componentes. O software THERM modela bidimensionalmente a transferência de calor no sistema. O WINDOW incorpora os resultados fornecidos pelos dois softwares anteriores e calcula a transferência de calor em todo o sistema, retornando as propriedades desejadas pelo usuário, tais como o SHGC, Fator U e Transmitância total de calor. Segundo os autores, apesar de suas qualidades, os softwares citados acima ainda podem ser melhorados nos seguintes pontos: melhorar o modelo de transferência de calor dentro de cavidades em sistemas compostos por mais de uma lâmina; inserir opções de ângulos de incidência não normais a superfície; inserir modelos tridimensionais de transferência de calor considerando radiação, condução e convecção nos cantos do vidro; fazer com que os

coeficientes de convecção sejam variáveis com a temperatura e não constantes; regime transiente para a simulação.

Os trabalhos acima não entram em maiores detalhes de como a transferência de calor ocorre na superfície vítrea e de como estes dados são tratados pelos simuladores. A norma citada não trata a radiação de maneira completa do ponto de vista das múltiplas reflexões e da absorção de calor pelo vidro, mas mostram algumas correlações e valores tabelados por normas que são interessantes para o trabalho.

1.2.9 Absorção de calor pelo vidro

Powles *et al.* (2002) apresentaram um método mais preciso para o cálculo do calor absorvido em sistemas vítreos mais espessos ou que possuem várias camadas, visto que nestes sistemas o calor absorvido não é constante, como a maioria dos métodos propostos até então estimavam. Eles demonstraram que a diferença, apesar de pequena, gera alterações significativas no campo de temperaturas do sistema e no coeficiente de ganho solar, e que, para certas aplicações onde estes valores são decisivos, estas diferenças podem ser importantes.

Neste trabalho há informações importantes sobre como a absorção de calor ocorre no sistema e de como esta influi na transferência de calor, trabalhando ainda nas múltiplas reflexões e tratando a radiação de forma completa, incluindo o uso de películas. Porém, não propõe algoritmos para a transferência de calor de forma completa, pois se atém apenas a parte radiativa da transferência de calor e em regime permanente.

1.3 Propostas e objetivos

É proposta uma análise de todos os parâmetros envolvidos na transferência de calor nas superfícies vítreas, e o desenvolvimento de um algoritmo para tornar esta análise operacional. O intuito é propiciar o correto dimensionamento de condicionadores de ar e equipamentos térmicos que possuem vidros em sua composição tais como refrigeradores, fornos, coletores solares e estufas, além de obter corretamente suas eficiências. O acoplamento em um único algoritmo para este cálculo tornaria a análise a mais próxima possível da realidade. Este algoritmo será desenvolvido pelo método de diferenças finitas, e seu cálculo realizado pelo método TDMA (*Tri-Diagonal Matrix Algorithm*).

Os principais fatores propostos para o estudo são:

- a) A transferência de calor por condução no interior do vidro;
- b) O fluxo de calor decorrente da radiação solar (levando em conta a influência do ângulo de incidência, reflexões múltiplas, calor absorvido, etc.);
- c) As condições de contorno envolvendo a transferência de calor por convecção nas superfícies interna, externa e intermediária (em caso de sistemas compostos por mais de uma parede vítrea);
- d) O efeito das múltiplas reflexões que ocorrem no interior do sistema e como isto afeta a absorção de calor em função da coordenada da espessura do material;
- e) O efeito de uma película do tipo “Retrofit” no sistema vítreo.

Os efeitos decorrentes da condensação de água no sistema vítreo não serão abordados neste estudo, visto a complexidade envolvida na modelação da difusão da luz e do calor quando a radiação incide sobre gotículas condensadas sobre as superfícies. Outro efeito também complexo sobre a condensação nestas superfícies é o calor latente de condensação e/ou evaporação desta camada de água no sistema, que possui espessura variando conforme o fluxo de umidade e das condições ambientais.

Outro fator que não será abordado neste estudo é a influência das molduras e espaçadores na transferência de calor por estas superfícies, pois este tipo de análise requer uma modelagem bidimensional do problema, requerendo outra abordagem para os modelos numéricos e não é o foco principal do trabalho.

1.4 Estrutura da Dissertação

Este documento aborda o problema em três fases principais:

- a) Modelo matemático: seção onde é discutido e formulado todo o sistema de equações que envolvem os mecanismos de transferência de calor em meios vítreos:
 - Condução de calor;
 - Convecção no ambiente externo, interno e intermediário (e a influência do ângulo de inclinação do sistema);
 - Processo de radiação em sistemas simples, duplos e triplos: como este processo contribui para a parcela de calor refletida, absorvida e transmitida;
 - Processo de transferência de calor por ondas longas;

- O coeficiente de ganho solar em sistemas vítreos;
- A definição de propriedades ópticas dos materiais vítreos, tais como o índice de refração, refletividade e ângulo crítico;

- O uso concomitante com películas de controle solar.

b) Modelo Numérico: seção onde o problema é discretizado para a obtenção das variáveis para serem introduzidas no método TDMA (*Tri Diagonal Matrix Algorithm*) para o cálculo do campo de temperaturas e do fluxo de calor que passa através do sistema.

c) Resultados: seção onde os modelos matemático e numérico são verificados com base em comparação com trabalhos publicados e uma validação computacional do modelo com base em resultados do vidro simples. Nesta seção ainda são realizados alguns estudos de casos e validações de cada tipo de transferência de calor.

d) Conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

Capítulo 2

Modelo Matemático

Neste capítulo são formuladas as equações que compõem o balanço de energia que é tratado mais adiante no capítulo referente ao modelo numérico. Para que seja possível realizar este balanço de energia, é necessário conhecer como e em que quantidade o calor é absorvido ao longo da espessura do sistema vítreo, como a moldura e os espaçadores interferem na transferência de calor, quais os coeficientes de transferência de calor por convecção nas fronteiras do sistema, qual expressão utilizada para a condução de calor, qual a influência de películas de baixa emissividade na transferência de calor, dentre outros fatores.

2.1 Condução de calor

A transferência de calor por condução é observada em três componentes de um sistema vítreo: no vidro, na moldura e nos espaçadores. O ideal para o tratamento deste tipo de problema é realizar um modelo tridimensional, visto que, além da transferência unidimensional que existe entre o interior e o exterior, há também a transferência de calor por condução do centro do vidro para a moldura e para os espaçadores.

Porém, como o trabalho e o tempo de processamento de um modelo tridimensional é extremamente superior ao de um modelo unidimensional, e ainda devido ao fato da grande parcela do fluxo de calor ser exclusivamente unidimensional (exterior/interior do sistema), é comum a utilização de correlações propostas pela

ASHRAE (1996) para o uso de modelos unidimensionais neste tipo de problema. Estas correlações são apresentadas mais adiante.

Para o componente vítreo, deve ser utilizada a equação da difusão de calor para regime transiente e unidimensional:

$$\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + S, \quad [2.1]$$

onde S representa o termo fonte reservado para a parcela radiativa da transferência de calor e α a difusividade térmica do material, que é dada pela expressão:

$$\alpha = \frac{k}{\gamma \cdot c}, \quad [2.2]$$

onde k representa a condutividade térmica do material, γ representa a densidade do material do vidro e c o seu calor específico.

2.2 Condições de contorno

As condições de contorno para este sistema são dados pelas equações abaixo:

2.2.1 Ambientes externo

Para o ambiente externo, o balanço de energia pode ser escrito como:

$$\phi_{x=0} = -k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h_{ext} \cdot (T_{ext} - T_0) + \phi_{ABS,OC} + \phi_{OL} \quad [2.3]$$

2.2.2 Ambiente interno

Analogamente, para o ambiente interno:

$$\phi_{x=L} = -k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = h_{int} \cdot (T_{int} - T_L) + \phi_{ABS,OC} + \phi_{OL} \quad [2.4]$$

2.2.3 Fronteiras intermediárias em sistemas compostos

Para a segunda superfície do primeiro vidro de um sistema composto por duas ou mais lâminas:

$$\phi_{x=n} = -k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=n} = h_{m1} \cdot (T_n - T_{n+1}) + \phi_{OL} \quad [2.5]$$

onde $n+1$ é um ponto localizado entre os dois painéis.

Para a terceira superfície do sistema (primeira do segundo vidro) de um sistema composto tem-se:

$$\phi_{x=n+2} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=n+2} = h_{m1} \cdot (T_{n+1} - T_{n+2}) + \phi_{OL} \quad [2.6]$$

Para um sistema triplo, na quarta superfície do sistema (segunda do segundo vidro), tem-se:

$$\phi_{x=2n+2} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=2n+2} = h_{m2} \cdot (T_{2n+2} - T_{2n+3}) + \phi_{OL} \quad [2.7]$$

Finalmente, em um sistema triplo, na quinta superfície do sistema (primeira do terceiro vidro), a expressão para o balanço de energia fica:

$$\phi_{x=2n+4} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=2n+4} = h_{m2} \cdot (T_{2n+3} - T_{2n+4}) + \phi_{OL} \quad [2.8]$$

2.3 Convecção

A transferência de calor por convecção é a energia transferida entre uma superfície e um fluido em movimento. O calor é transferido por convecção natural (fluido se move devido a diferença de densidade) quando a velocidade do ar é extremamente baixa, ou seja, menor que 0,3 m/s (ISO, 2002). Por outro lado, acima desta velocidade, o calor é transferido por convecção forçada. Determinar precisamente qual o coeficiente de transferência de calor por convecção é extremamente difícil e pode ser estimado apenas realizando ensaios experimentais e/ou simulações numéricas. Por estas razões, estes coeficientes são calculados pelas correlações que estudos anteriores provaram ser eficientes para este tipo de análise, estudos estes que são analisados a seguir.

2.3.1 Ambiente externo

Para o ambiente externo, conforme elaborado por Curcija e Goss (1996), pode-se utilizar a seguinte correlação para o coeficiente de película:

$$h_{cog} = \frac{h_x}{(1 - 248 \cdot x_{eog}^2)} \quad [2.9]$$

onde h_{cog} representa o coeficiente de convecção para o centro do vidro, x_{eog}^2 é a distância do centro do vidro até o limite da borda do vidro e por fim h_x é o coeficiente de convecção local para o ambiente, que segundo Incropera (1990), é dado pela expressão:

$$h_x = \frac{Nu_x \cdot k}{x_{eog}} = \frac{0,322 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot k}{x_{eog}}, \quad [2.10]$$

onde

$$Nu_x = \frac{h \cdot x}{k}, \quad [2.11]$$

Nu representa o gradiente de temperatura adimensional na superfície (também conhecido como número de Nusselt), Re representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas (número de Reynolds), dada pela expressão:

$$Re = \frac{V_\infty \cdot x_{eog} \cdot \gamma_f}{\mu} \quad [2.12]$$

e por fim o número de Prandtl (Pr), que representa a razão entre as difusividades de momento e de inércia, dada pela equação:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad [2.13]$$

Assim, substituindo as Equações (2.12) e (2.13) na Equação (2.10), obtém-se:

$$h_x = \frac{0,322 \cdot \sqrt{\frac{V_\infty \cdot x_{eog} \cdot \gamma_f}{\mu}} \cdot \sqrt[3]{c_p \cdot \mu \cdot k^2}}{-248 \cdot x_{eog}^2 + x_{eog}} \quad [2.14]$$

Por fim, substituindo a Equação (2.14) na Equação (2.9), tem-se a expressão desejada:

$$h_{cog} = \frac{0,322 \cdot \left(\frac{V_\infty \cdot x_{eog} \cdot k_f}{\mu} \right)^{1/2} \cdot (c_p \cdot \mu \cdot k^2)^{1/3}}{-248 \cdot x_{eog}^2 + x_{eog}} \quad [2.15]$$

Como a inclinação do sistema tem uma significativa alteração no coeficiente de convecção apenas quando há convecção livre e sabendo ainda que externamente a convecção forçada é predominante, este coeficiente de convecção pode ser utilizado para qualquer inclinação.

2.3.2 Ambiente interno

Para o ambiente interno, a principal forma de convecção é a livre, e raramente a convecção entra como forçada, exceto para ambientes climatizados, onde o índice de convecção interno, quando a velocidade do ar superior a 0,3 m/s, deve ser calculado

utilizando-se as correlações para ambientes externos. Pode-se utilizar a correlação proposta por Cuevas e Fissore (2004), que investigaram a convecção livre na superfície vítrea em ambientes fechados:

$$h = \frac{k}{L} \cdot (0,68 + 0,565 \cdot \sqrt[4]{Gr}) \quad [2.16]$$

onde Gr é a razão entre o empuxo e as forças viscosas, também conhecido por número de Grashof, e é representada pela seguinte expressão:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{SUP} - T_{\infty}) \cdot \gamma^2 \cdot L^3}{\mu^2} \quad [2.17]$$

sabendo que o coeficiente de expansão térmica, considerando gás ideal, utilizando valores em Kelvin, é dado por:k

$$\beta = \frac{1}{T_m (K)} = \frac{1}{\left(T_{\infty} + \frac{1}{4} \cdot (T_{SUP} - T_{\infty})\right)} \rightarrow \text{Valores em Kelvin} \quad [2.18]$$

Substituindo a Equação 2.17 na Equação 2.16, tem-se a expressão desejada:

$$h = \frac{k}{L} \cdot \left(0,68 + 0,565 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \beta \cdot (T_{SUP} - T_{\infty}) \cdot \gamma^2 \cdot L^3}{\mu^2}} \right) \quad [2.19]$$

Conforme Curcija e Goss (1995), para sistemas inclinados, pode-se obter ainda os coeficientes para as situações a seguir, sabendo que o número de Rayleigh para um sistema com altura H vale:

$$Ra_H = \frac{\gamma^2 \cdot H^3 \cdot g \cdot \beta \cdot c_p \cdot \Delta T}{\mu \cdot k} \quad [2.20]$$

2.3.2.1 Sistemas inclinados de 0° a 15°

Para sistemas inclinados, tem-se:

$$Nu = 0,13 \cdot \sqrt[3]{Ra_H} \quad [2.21]$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{H} = \frac{0,13 \cdot \sqrt[3]{Ra_H} \cdot k^3}{H} \quad [2.22]$$

2.3.2.2 Sistemas inclinados de 15° a 90°

$$h = \frac{k}{H} \cdot 0,56 \cdot (Ra_H \cdot \text{sen}(\phi))^{1/4} \rightarrow Ra_H \leq Ra_{cr} \quad [2.23]$$

$$h = \frac{k}{H} \cdot \left[\left(0,13 \cdot (Ra_H^{1/3} - Ra_{cr}^{1/3}) \right) + \left(0,56 \cdot (Ra_H \cdot \text{sen}(\phi))^{1/4} \right) \right] \rightarrow Ra_H > Ra_{cr} \quad [2.24]$$

onde:

$$Ra_{cr} = 2,5 \cdot 10^5 \left(\frac{e^{0,72 \cdot \phi}}{\text{sen}(\phi)} \right)^{1/5} \quad [2.25]$$

2.3.2.3 Sistemas inclinados de 90° a 179°

$$h = \frac{k}{H} \cdot 0,56 \cdot (Ra_H \cdot \text{sen}(\phi))^{1/4} \rightarrow 10^5 \leq Ra_H \cdot \text{sen}(\phi) < 10^{11} \quad [2.26]$$

2.3.2.4 Sistemas inclinados de 179° a 180°

$$h = \frac{k}{H} \cdot 0,58 \cdot (Ra_H)^{1/3} \rightarrow Ra_H \leq 10^{11} \quad [2.27]$$

2.3.2.5 Convecção forçada (V > 0,3m/s), ISO(2002)

$$h = 4 + 4 \cdot V_\infty \quad [2.28]$$

2.3.3 Convecção livre entre camadas do sistema

Os coeficientes de transferência de calor por convecção para o gás nas camadas entre as superfícies vítreas são determinadas em termos do número adimensional Nu, ou número de Nusselt:

$$h = Nu \cdot \frac{k_f}{d} \quad [2.29]$$

onde d é a metade da espessura da camada de gás (ou do espaço entre lâminas) e k é a condutividade térmica do gás de preenchimento. O número de Nusselt é calculado usando correlações baseadas em ensaios experimentais de transferência de calor em superfícies e cavidades inclinadas. O número de Nusselt é função do número de Rayleigh (Ra), da razão de proporção da cavidade (Ag) e do ângulo de inclinação (ϕ). O número de Rayleigh é dado por:

$$Ra = \frac{\gamma^2 \cdot d^3 \cdot g \cdot \beta \cdot c_p \cdot \Delta T}{\mu \cdot k} \quad [2.30]$$

Sabendo que H significa a altura da lâmina, a razão de proporcionalidade é dada pela expressão:

$$A_g = \frac{H}{d} \quad [2.31]$$

A seguir será mostrado caso a caso como o coeficiente de convecção é calculado para cada faixa de valores para o ângulo de inclinação.

2.3.3.1 Cavidades inclinadas em 0° a 60°

Conforme Hollands *et. al.* (1976), tem-se que:

$$h = \frac{k_f}{d} \cdot \left[1 + 1,44 \cdot \left(1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos(\phi)} \right)^* \cdot \left(1 - \frac{1708 \cdot \text{sen}^{1,6}(1,8 \cdot \phi)}{Ra \cdot \cos(\phi)} \right) + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos(\phi)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^* \right] \quad [2.32]$$

Onde:

$$[X]^* = \frac{(X + |X|)}{2} \quad [2.33]$$

Esta expressão é válida para $Ra < 10^5$ e $A_g > 20$.

2.3.3.2 Cavidades inclinadas em $\theta = 60^\circ$

Conforme ElSherbiny *et al.* (1982), para uma cavidade inclinada a 60° , tem-se, sabendo que $[Nu_1, Nu_2]_{m\acute{a}x}$ significa que o valor de h deve ser calculado com o maior valor obtido entre Nu_1 e Nu_2 :

$$h = \frac{k_f}{d} \cdot [Nu_1, Nu_2]_{m\acute{a}x} \quad [2.34]$$

Onde:

$$Nu_1 = \left[1 + \left[\frac{0,0936 \cdot Ra^{0,314}}{1 + G} \right]^7 \right]^{1/7} \quad [2.35]$$

$$Nu_2 = \left[0,104 + \frac{0,175}{A_g} \right] \cdot Ra^{0,283} \quad [2.36]$$

$$G = \frac{0,5}{\left[1 + \left[\frac{Ra}{3160} \right]^{20,6} \right]^{0,1}} \quad [2.37]$$

2.3.3.3 Cavidades inclinadas de 60° a 90°

Conforme ElSherbiny *et al.* (1982), devido à linearidade que o coeficiente de convecção possui nesta faixa de inclinação, uma interpolação pode ser feita entre as Equações 2.32 e 2.34.

2.3.3.4 Cavidades verticais

De acordo com Wright (1996), para cavidades verticais a seguinte correlação pode ser utilizada. Lembrando que $[Nu_1, Nu_2]_{m\acute{a}x}$ significa que o valor de h deve ser calculado com o maior valor obtido entre Nu_1 e Nu_2 .

$$h = \frac{k_f}{d} \cdot [Nu_1, Nu_2]_{m\acute{a}x} \quad [2.38]$$

$$Nu_1 = 0,0673838.Ra^{1/3} \rightarrow 5.10^4 < Ra \quad [2.39]$$

$$Nu_1 = 0,028154.Ra^{0,4134} \rightarrow 10^4 < Ra \leq 5.10^4 \quad [2.40]$$

$$Nu_1 = 1 + 1,7596678.10^{-10}.Ra^{2,2984755} \rightarrow Ra \leq 10^4 \quad [2.41]$$

$$Nu_2 = 0,242. \left[\frac{Ra}{A_g} \right]^{0,272} \quad [2.42]$$

2.3.3.5 Cavidades inclinadas de 90° a 180°

Conforme Arnold *et al.* (1974), para esta faixa de inclinação utiliza-se:

$$h = \frac{k_f}{d} [Nu_v - 1] \text{sen}(\phi) \quad [2.43]$$

Onde Nu_v é o número de Nusselt para uma cavidade vertical, que deve ser encontrada utilizando a Equação (2.38).

2.4 Radiação

Neste tópico objetiva-se levantar qual a fração de energia refletida, transmitida e absorvida pelos diversos tipos de sistemas vítreos, sejam eles compostos por uma, duas ou três lâminas de vidro. Em todo este processo, são levadas em conta as múltiplas reflexões que ocorrem no interior do vidro e do sistema. Com o estudo aqui apresentado e com as equações obtidas, será possível montar um modelo matemático nos capítulos posteriores.

A idéia principal é não simplificar, nem arredondar valores truncando séries, e sim, chegar a equações baseados em uma soma de infinitos raios refletidos, transmitidos e absorvidos através de regras de séries infinitas. Com isso é possível eliminar os erros que aproximações podem gerar e torna preciso o cálculo do campo de temperatura no interior de materiais assim como o cálculo do fluxo de calor que atravessa o sistema.

2.4.1 Refletividade

A refletividade de um material é uma propriedade que depende fortemente do ângulo de incidência da radiação no material. A expressão que calcula a refletividade do material é dada pela equação de Fresnel abaixo (Siegel e Howell, 2001):

$$\rho = 0,5 \cdot \left[\left(\frac{\text{sen}^2(\theta - \chi)}{\text{sen}^2(\theta + \chi)} \right) \cdot \left(\frac{\text{cos}^2(\theta + \chi)}{\text{cos}^2(\theta - \chi)} \right) \right] \quad [2.44]$$

2.4.2 Refração

Devido à mudança de velocidade da onda eletromagnética quando esta muda de meio, seu percurso é alterado. Quando a onda percorre um meio e passa para outro meio no qual ela reduz sua velocidade, o raio incidente passa a ficar a um ângulo mais próximo a normal do vidro. Quando o inverso ocorre, o raio incidente passa a ficar a um ângulo mais distante a normal do vidro, conforme pode ser observado na Figura 2.1. A mudança no percurso de um raio devido a mudança de velocidade da onda que incide em determinado material vítreo é denominada refração.

Segundo a lei de Snell, a relação entre os índices de refração e os ângulos incidente e refratado é dada pela expressão (Siegel e Howell, 2001):

$$\frac{\text{Sen}(\chi)}{\text{Sen}(\theta)} = \frac{n_{\text{meio1}}}{n_{\text{meio2}}} \quad [2.45]$$

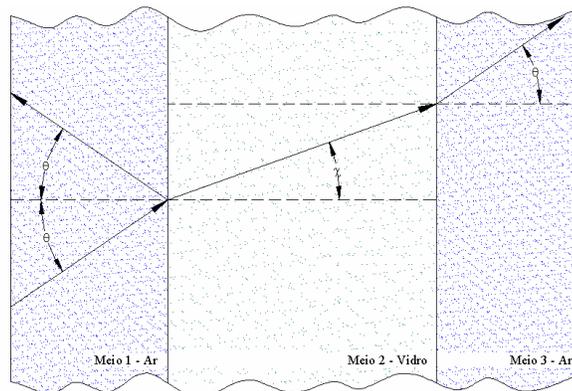


Figura 2.1: Processo de reflexão e refração em um sistema ar-vidro-ar

Não há ângulo crítico para este tipo de sistema, visto que a reflexão total só ocorre quando o raio passa de um meio com maior índice de refração para um de menor índice. A única interface que aceitaria uma reflexão total seria a vidro-ar, entre o meio 2 e o meio 3, mas como o raio no meio 3 deve possuir o mesmo ângulo que no meio 1, para um ângulo no meio 3 de 90°, o ângulo de incidência no meio 1 também teria de ser.

2.4.3 Múltiplas reflexões

Com relação às múltiplas reflexões, conforme Siegel e Howell (2001), pode-se utilizar o método de rastreamento de raios (*ray-tracing method*) para o cálculo da

$$A = (1 - \rho) \cdot (1 - \tau) \cdot [1 + \rho \cdot \tau + \rho^2 \cdot \tau^2 + \rho^3 \cdot \tau^3 + \dots] = \frac{(1 - \rho) \cdot (1 - \tau)}{1 - \rho \cdot \tau} \quad [2.46]$$

Porém, não é possível trabalhar apenas com esta expressão, haja vista a necessidade de se conhecer o campo de temperaturas ao longo da espessura do vidro, ou seja, a expressão deve ser em função da coordenada x do sistema.

Conforme Siegel e Howell (2001), a intensidade da energia radiante é atenuada exponencialmente no meio condutor de acordo com a relação apresentada pela teoria eletromagnética da propagação da energia radiante:

$$q_{rad} - q_{abs} = q_{rad} \cdot e^{(-a_\lambda \cdot d)} \quad [2.47]$$

onde

$$q_{abs} = A \cdot q_{rad} \quad [2.48]$$

dividindo tudo por q_{rad} , isolando a fração de energia absorvida A e sabendo que

$$d = \frac{x}{\cos \chi}, \text{ tem-se:}$$

$$A = 1 - e^{\left(\frac{-a_\lambda \cdot x}{\cos \chi}\right)} \quad [2.49]$$

Como o meio é uniforme, o coeficiente de absorção (a_λ) é constante e não depende da posição. Assim, é utilizada a largura total do vidro. Para o caso de um sistema simples sem múltiplas reflexões envolvidas, a absorção de calor deve ser de $A = (1 - \tau)$. Isolando a_λ na Equação 2.51 e fazendo x ser igual a espessura L :

$$a_\lambda = -\frac{\cos \chi \cdot \ln(\tau)}{L} \quad [2.50]$$

Substituindo a Equação 2.50 na Equação 2.49, tem-se:

$$A = 1 - e^{\left(\frac{-a_\lambda \cdot x}{L}\right)} = 1 - e^{\left(\frac{x}{L} \cdot \ln(\tau)\right)} = 1 - \tau^{\frac{x}{L}} \quad [2.51]$$

Condição que é verdadeira, visto que se x for L chega-se a condição $A = (1 - \tau)$.

Como o intuito do trabalho é o cálculo da absorção considerando múltiplas reflexões, não é possível realizar a mesma aproximação proposta acima. A cada raio é absorvida uma parcela $(1 - \tau)$ sobre o raio incidente.

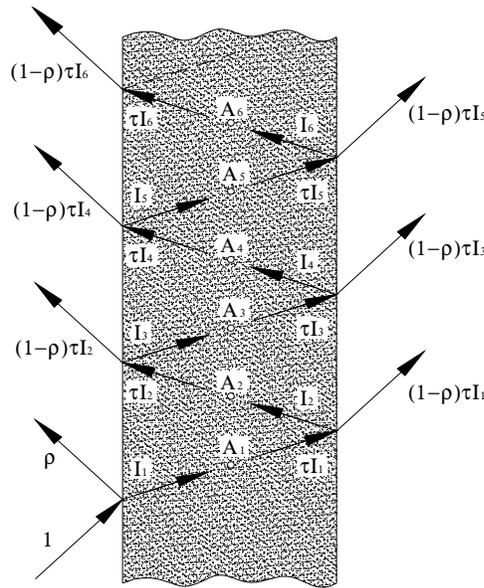


Figura 2.3: Múltiplas reflexões no meio vítreo

Assim, conforme a Figura 2.3, pode-se admitir que:

Para o 1º Raio: $A_1 = \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot I_1$, onde $I_1 = (1 - \rho)$;

Para o 2º Raio: $A_2 = \left(1 - \tau^{1 - \frac{x}{L}}\right) \cdot I_2$, onde $I_2 = \tau \cdot \rho \cdot (1 - \rho)$;

Para o 3º Raio: $A_3 = \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot I_3$, onde $I_3 = \tau^2 \cdot \rho^2 \cdot (1 - \rho)$;

Para o 4º Raio: $A_4 = \left(1 - \tau^{1 - \frac{x}{L}}\right) \cdot I_4$, onde $I_4 = \tau^3 \cdot \rho^3 \cdot (1 - \rho)$;

E assim por diante, seguindo o mesmo padrão. Somando todos os termos, obtém-se:

$$A_{(x)} = \left[\left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot (I_1 + I_3 + I_5 + \dots) \right] + \left[\left(1 - \tau^{1 - \frac{x}{L}}\right) \cdot (I_2 + I_4 + I_6 + \dots) \right] \quad [2.52]$$

Sabendo que:

$$(I_1 + I_3 + I_5 + \dots) = ((1 - \rho) + \rho^2 \cdot \tau^2 \cdot (1 - \rho) + \rho^4 \cdot \tau^4 \cdot (1 - \rho) + \rho^6 \cdot \tau^6 \cdot (1 - \rho) + \dots) \quad [2.53]$$

$$(I_1 + I_3 + I_5 + \dots) = (1 - \rho) \cdot \left(\frac{1}{1 - \rho^2 \cdot \tau^2} \right) \quad [2.54]$$

e ainda que:

$$(I_2 + I_4 + I_6 + \dots) = (\rho \cdot \tau \cdot (1 - \rho) + \rho^3 \cdot \tau^3 \cdot (1 - \rho) + \rho^5 \cdot \tau^5 \cdot (1 - \rho) + \dots) \quad [2.55]$$

$$(I_2 + I_4 + I_6 + \dots) = \rho \cdot \tau \cdot (1 - \rho) \cdot \left(\frac{1}{1 - \rho^2 \cdot \tau^2} \right) \quad [2.56]$$

chega-se a Equação 2.57:

$$A_{(x)} = \left[\left(1 - \tau^{\frac{x}{L}} \right) \cdot (1 - \rho) \cdot \left(\frac{1}{1 - \rho^2 \cdot \tau^2} \right) \right] + \left[\left(1 - \tau^{1 - \frac{x}{L}} \right) \cdot \rho \cdot \tau \cdot (1 - \rho) \cdot \left(\frac{1}{1 - \rho^2 \cdot \tau^2} \right) \right] \quad [2.57]$$

O valor da absorção de calor é acumulativo, ou seja, não é local e sim um valor já integrado de zero a x.

Esta equação se aplica a um raio de intensidade unitária incidindo sobre a primeira superfície do vidro. Como o vidro possui duas superfícies e, para que se possa abranger esta equação para os casos de sistemas simples, duplos e triplos, a equação acima pode ser re-escrita como:

$$A_{(x)} = I_{SUP(m)} \cdot \left[\left(1 - \tau^{\frac{x}{L}} \right) \cdot \delta_{(n)} + \left(1 - \tau^{1 - \frac{x}{L}} \right) \cdot \eta_{(n)} \right] + I_{SUP(m+1)} \cdot \left[\left(1 - \tau^{1 - \frac{x}{L}} \right) \cdot \delta_{(n)} + \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}} \right) \cdot \eta_{(n)} \right] \quad [2.58]$$

Sendo:

$$\delta_{(n)} = \frac{(1 - \rho_n)}{(1 - \rho_n^2 \cdot \tau_n^2)} \quad [2.59]$$

$$\eta_{(n)} = \frac{\rho_n \cdot \tau_n \cdot (1 - \rho_n)}{(1 - \rho_n^2 \cdot \tau_n^2)} \quad [2.60]$$

Os valores de $I_{SUP(m)}$ são calculados como mostrado a seguir, e possuem valores diferentes para sistemas simples, duplos e triplos.

2.4.4.1 Cálculo dos raios resultantes que incidem sobre as superfícies

Para se determinar os valores de $I_{SUP(m)}$ para cada caso, é necessário conhecer como o raio se comporta no meio vítreo considerando as múltiplas reflexões em seu interior. O estudo apresentado a seguir mostra o comportamento de um raio em um sistema triplo, e para os sistemas simples e duplo são realizadas algumas considerações com base neste estudo para a obtenção dos seus valores. Os raios mostrados a seguir tendem a manter a reflexão até o infinito:

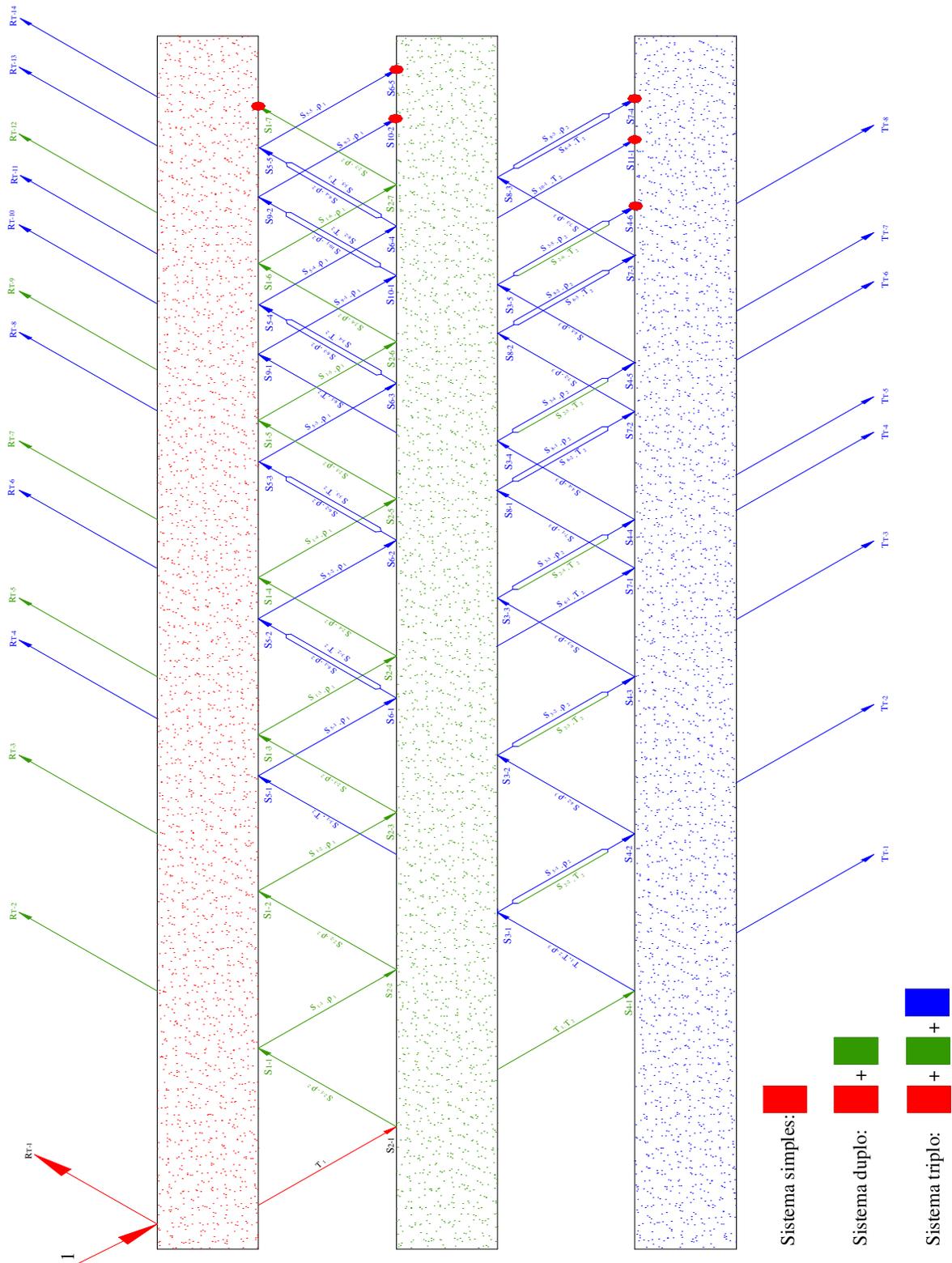


Figura 2.4: Múltiplas reflexões em um sistema composto por três lâminas

Para a obtenção dos raios resultantes, estes foram catalogados com índices conforme mostrado na Figura 2.4, de raios que são comuns ao mesmo raio incidente e que incidem na mesma superfície. A soma de cada índice em comum é fechada em uma série para em seguida ser somada a séries de outros índices que incidem sobre a mesma superfície para finalmente ser obtido o valor para o raio incidente resultante sobre aquela determinada superfície.

Para o fechamento das séries, foram utilizadas as correlações abaixo, da teoria de séries, válidas para $|x| < 1$ (Simmons, 1988):

$$1 + x + x^2 + x^3 + x^4 + \dots = \sum_{n=0}^{\infty} x^n = \frac{1}{1-x} \quad [2.61]$$

$$1 + 2.x + 3.x^2 + 4.x^3 + 5.x^4 + \dots = \sum_{n=1}^{\infty} n.x^{n-1} = \left(\frac{1}{1-x} \right)^2 \quad [2.62]$$

$$2 + 6.x + 12.x^2 + 20.x^3 + 30.x^4 + \dots = \sum_{n=1}^{\infty} n.(n-1).x^{n-2} = \frac{2}{(1-x)^3} \quad [2.63]$$

Os valores de T_1 , T_2 e T_3 mostrados a seguir possuem grande importância para o cálculo da parcela de calor absorvida pelo sistema, e pode ser calculado com base nas informações mostradas pela Figura 2.3. Com os dados obtidos pela Equação 2.51 e com as informações que a Figura 2.3, tem-se, sabendo que n é o vidro a ser analisado:

$$T_n = \frac{\tau_n.(1-\rho_n)^2}{1-\tau_n^2.\rho_n^2} \quad [2.64]$$

Da mesma forma que as transmissões de calor de cada vidro são importantes para o cálculo da parcela de calor absorvida pelo sistema, o valor da reflexão de calor de cada anteparo, também de acordo com a Figura 2.3 e com a Equação 2.51, é dado pela expressão abaixo:

$$R_n = \rho_n \cdot \left(1 + \frac{\tau_n^2.(1-\rho_n)^2}{1-\rho_n^2.\tau_n^2} \right) \quad [2.65]$$

Assim, para os índices 1 e 2, tem-se:

$$S_{2-1} = T_1 \quad [2.66]$$

$$S_{1-1} = S_{2-1}.R_2 \quad [2.67]$$

$$S_{1-1} = T_1.R_2 \quad [2.68]$$

$$S_{2-2} = T_1 \cdot (R_1 \cdot R_2) \quad [2.69]$$

$$S_{1-2} = T_1 \cdot R_2 \cdot (R_1 \cdot R_2) \quad [2.70]$$

$$S_{2-3} = T_1 \cdot (R_1^2 \cdot R_2^2) \quad [2.71]$$

$$S_{1-3} = T_1 \cdot R_2 \cdot (R_1^2 \cdot R_2^2) \quad [2.72]$$

$$S_{2-4} = T_1 \cdot (R_1^3 \cdot R_2^3) \quad [2.73]$$

$$S_{1-4} = T_1 \cdot R_2 \cdot (R_1^3 \cdot R_2^3) \quad [2.74]$$

$$S_{2-5} = T_1 \cdot (R_1^4 \cdot R_2^4) \quad [2.75]$$

$$S_{1-5} = T_1 \cdot R_2 \cdot (R_1^4 \cdot R_2^4) \quad [2.76]$$

⋮

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{1-n} = T_1 \cdot R_2 \cdot (1 + R_1 \cdot R_2 + R_1^2 \cdot R_2^2 + R_1^3 \cdot R_2^3 + R_1^4 \cdot R_2^4 + \dots) \quad [2.77]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{1-n} = \frac{T_1 \cdot R_2}{(1 - R_1 \cdot R_2)} \quad [2.78]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{2-n} = T_1 \cdot (1 + R_1 \cdot R_2 + R_1^2 \cdot R_2^2 + R_1^3 \cdot R_2^3 + R_1^4 \cdot R_2^4 + \dots) \quad [2.79]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{2-n} = \frac{T_1}{(1 - R_1 \cdot R_2)} \quad [2.80]$$

Para os índices 3 e 4:

$$S_{4-1} = T_1 \cdot T_2 \quad [2.81]$$

$$S_{3-1} = S_{4-1} \cdot R_3 \quad [2.82]$$

$$S_{3-1} = T_1 \cdot T_2 \cdot R_3 \quad [2.83]$$

$$S_{4-2} = T_1 \cdot T_2 \cdot (R_1 \cdot R_2 + R_2 \cdot R_3) \quad [2.84]$$

$$S_{3-2} = T_1 \cdot T_2 \cdot R_3 \cdot (R_1 \cdot R_2 + R_2 \cdot R_3) \quad [2.85]$$

$$S_{4-3} = T_1 \cdot T_2 \cdot (R_1^2 \cdot R_2^2 + R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + R_2^2 \cdot R_3^2) \quad [2.86]$$

$$S_{4-3} = T_1 \cdot T_2 \cdot R_3 \cdot (R_1^2 \cdot R_2^2 + R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + R_2^2 \cdot R_3^2) \quad [2.87]$$

$$S_{4-4} = T_1 \cdot T_2 \cdot (R_1^3 \cdot R_2^3 + R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + R_2^3 \cdot R_3^3) \quad [2.88]$$

$$S_{3-4} = T_1 \cdot T_2 \cdot R_3 \cdot (R_1^3 \cdot R_2^3 + R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + R_2^3 \cdot R_3^3) \quad [2.89]$$

$$S_{4-5} = T_1.T_2.(R_1^4.R_2^4 + R_1^3.R_2^4.R_3 + R_1^2.R_2^4.R_3^2 + R_1.R_2^4.R_3^3 + R_2^4.R_3^4) \quad [2.90]$$

$$S_{3-5} = T_1.T_2.R_3.(R_1^4.R_2^4 + R_1^3.R_2^4.R_3 + R_1^2.R_2^4.R_3^2 + R_1.R_2^4.R_3^3 + R_2^4.R_3^4) \quad [2.91]$$

⋮

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{3-n} = T_1.T_2.R_3 \left(\begin{aligned} &1 + R_1.R_2 + R_2.R_3 + R_1^2.R_2^2 + R_1.R_2^2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + R_1^3.R_2^3 + R_1^2.R_2^3.R_3 + \\ &+ R_1.R_2^3.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + R_1^4.R_2^4 + R_1^3.R_2^4.R_3 + R_1^2.R_2^4.R_3^2 + R_1.R_2^4.R_3^3 + \dots \end{aligned} \right) \quad [2.92]$$

$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^{\infty} S_{3-n} = &T_1.T_2.R_3.(1 + R_1.R_2 + R_1^2.R_2^2 + R_1^3.R_2^3 + R_1^4.R_2^4 + \dots) + \\ &+ T_1.T_2.R_2.R_3^2.(1 + R_2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + R_2^4.R_3^4 + \dots) + \\ &+ T_1.T_2.R_1.R_2^2.R_3^2.(1 + R_2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + R_2^4.R_3^4 + \dots) + \\ &+ T_1.T_2.R_1^2.R_2^2.R_3^2.(1 + R_2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + R_2^4.R_3^4 + \dots) + \\ &+ T_1.T_2.R_1^3.R_2^2.R_3^2.(1 + R_2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + R_2^4.R_3^4 + \dots) + \dots \end{aligned} \quad [2.93]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{3-n} = T_1.T_2.R_3 \left[\left(\frac{1}{(1-R_1.R_2)} \right) + \left(\frac{R_2.R_3}{(1-R_2.R_3)} \right) + \left(\frac{R_1.R_2^2.R_3}{(1-R_2.R_3)} \right) + \left(\frac{R_1^2.R_2^3.R_3}{(1-R_2.R_3)} \right) + \left(\frac{R_1^3.R_2^4.R_3}{(1-R_2.R_3)} \right) \right]. \quad [2.94]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{3-n} = \left[\left(\frac{T_1.T_2.R_3}{(1-R_1.R_2)} \right) + \left(\frac{T_1.T_2.R_2.R_3^2}{(1-R_2.R_3)^2} \right) \right] \quad [2.95]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{4-n} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{3-n} \left(\frac{1}{R_3} \right) \quad [2.96]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{4-n} = \left[\left(\frac{T_1.T_2}{(1-R_1.R_2)} \right) + \left(\frac{T_1.T_2.R_2.R_3}{(1-R_2.R_3)^2} \right) \right] \quad [2.97]$$

Para os índices 5 e 6:

$$S_{5-1} = T_1.T_2^2.R_3 \quad [2.98]$$

$$S_{6-1} = S_{5-1}.R_1 \quad [2.99]$$

$$S_{5-2} = T_1.T_2^2.R_3.(2.R_1.R_2 + R_2.R_3) \quad [2.100]$$

$$S_{6-2} = T_1.T_2^2.R_1.R_3.(2.R_1.R_2 + R_2.R_3) \quad [2.101]$$

$$S_{5-3} = T_1.T_2^2.R_3.(3.R_1^2.R_2^2 + 2.R_1.R_2^2.R_3 + R_2^2.R_3^2) \quad [2.102]$$

$$S_{6-3} = T_1.T_2^2.R_1.R_3.(3.R_1^2.R_2^2 + 2.R_1.R_2^2.R_3 + R_2^2.R_3^2) \quad [2.103]$$

$$S_{5-4} = T_1.T_2^2.R_3.(4.R_1^3.R_2^3 + 3.R_1^2.R_2^3.R_3 + 2.R_1.R_2^3.R_3^2 + R_2^3.R_3^3) \quad [2.104]$$

$$S_{6-4} = T_1.T_2^2.R_1.R_3.(4.R_1^3.R_2^3 + 3.R_1^2.R_2^3.R_3 + 2.R_1.R_2^3.R_3^2 + R_2^3.R_3^3) \quad [2.105]$$

$$S_{5-5} = T_1.T_2^2.R_3.(5.R_1^4.R_2^4 + 4.R_1^3.R_2^4.R_3 + 3.R_1^2.R_2^4.R_3^2 + 2.R_1.R_2^4.R_3^3 + R_2^4.R_3^4) \quad [2.106]$$

$$S_{6-5} = T_1.T_2^2.R_1.R_3.(5.R_1^4.R_2^4 + 4.R_1^3.R_2^4.R_3 + 3.R_1^2.R_2^4.R_3^2 + 2.R_1.R_2^4.R_3^3 + R_2^4.R_3^4) \quad [2.107]$$

$$S_{5-6} = T_1.T_2^2.R_3.(6.R_1^5.R_2^5 + 5.R_1^4.R_2^5.R_3 + 4.R_1^3.R_2^5.R_3^2 + 3.R_1^2.R_2^5.R_3^3 + 2.R_1.R_2^5.R_3^4 + R_2^5.R_3^5) \quad [2.108]$$

$$S_{6-6} = T_1.T_2^2.R_1.R_3.(6.R_1^5.R_2^5 + 5.R_1^4.R_2^5.R_3 + 4.R_1^3.R_2^5.R_3^2 + 3.R_1^2.R_2^5.R_3^3 + 2.R_1.R_2^5.R_3^4 + R_2^5.R_3^5) \quad [2.109]$$

$$\vdots \quad [2.110]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{5-n} = T_1.T_2^2.R_3. \left(\begin{array}{l} 1 + 2.R_1.R_2 + R_2.R_3 + 3.R_1^2.R_2^2 + 2.R_1.R_2^2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + 4.R_1^3.R_2^3 + \\ + 3.R_1^2.R_2^3.R_3 + 2.R_1.R_2^3.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + 5.R_1^4.R_2^4 + 4.R_1^3.R_2^4.R_3 + \\ + 3.R_1^2.R_2^4.R_3^2 + 2.R_1.R_2^4.R_3^3 + R_2^4.R_3^4 + 6.R_1^5.R_2^5 + 5.R_1^4.R_2^5.R_3 + \\ + 4.R_1^3.R_2^5.R_3^2 + 3.R_1^2.R_2^5.R_3^3 + 2.R_1.R_2^5.R_3^4 + \dots \end{array} \right) \quad [2.111]$$

$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^{\infty} S_{5-n} &= T_1.T_2^2.R_2.R_3^2.(1 + R_2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + R_2^4.R_3^4 + \dots) + \\ &T_1.T_2^2.R_3.(1 + 2.R_1.R_2 + 3.R_1^2.R_2^2 + 4.R_1^3.R_2^3 + 5.R_1^4.R_2^4 + \dots) + \\ &T_1.T_2^2.R_2.R_3^2.(2.R_1.R_2 + 3.R_1^2.R_2^2 + 4.R_1^3.R_2^3 + 5.R_1^4.R_2^4 + \dots) + \\ &T_1.T_2^2.R_2^2.R_3^3.(2.R_1.R_2 + 3.R_1^2.R_2^2 + 4.R_1^3.R_2^3 + 5.R_1^4.R_2^4 + \dots) + \\ &T_1.T_2^2.R_2^3.R_3^4.(2.R_1.R_2 + 3.R_1^2.R_2^2 + 4.R_1^3.R_2^3 + 5.R_1^4.R_2^4 + \dots) + \dots \end{aligned} \quad [2.112]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{5-n} = \frac{T_1.T_2^2.R_3}{(1 - R_1.R_2)^2} . (1 + R_2.R_3 + R_2^2.R_3^2 + R_2^3.R_3^3 + R_2^4.R_3^4 + R_2^5.R_3^5 + \dots) \quad [2.113]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{5-n} = \frac{T_1.T_2^2.R_3}{(1 - R_2.R_3)(1 - R_1.R_2)^2} \quad [2.114]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{6-n} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{5-n}.R_1 \quad [2.115]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{6-n} = \frac{T_1.T_2^2.R_1.R_3}{(1 - R_2.R_3)(1 - R_1.R_2)^2} \quad [2.116]$$

Para os índices 7 e 8:

$$S_{7-1} = T_1.T_2^3.R_1.R_3 \quad [2.117]$$

$$S_{8-1} = T_1.T_2^3.R_1.R_3^2 \quad [2.118]$$

$$S_{7-2} = T_1.T_2^3.R_1.R_3.(2.R_1.R_2 + 2.R_2.R_3) \quad [2.119]$$

$$S_{8-2} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (2 \cdot R_1 \cdot R_2 + 2 \cdot R_2 \cdot R_3) \quad [2.120]$$

$$S_{7-3} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot (3 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 4 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2) \quad [2.121]$$

$$S_{8-3} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (3 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 4 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2) \quad [2.122]$$

$$S_{7-4} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot (4 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + 6 \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3) \quad [2.123]$$

$$S_{8-4} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (4 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + 6 \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3) \quad [2.124]$$

$$S_{7-5} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot (5 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 8 \cdot R_1^3 \cdot R_2^4 \cdot R_3 + 9 \cdot R_1^2 \cdot R_2^4 \cdot R_3^2 + 8 \cdot R_1 \cdot R_2^4 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4) \quad [2.125]$$

$$S_{8-5} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (5 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 8 \cdot R_1^3 \cdot R_2^4 \cdot R_3 + 9 \cdot R_1^2 \cdot R_2^4 \cdot R_3^2 + 8 \cdot R_1 \cdot R_2^4 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4) \quad [2.126]$$

$$S_{7-6} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot (6 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + 10 \cdot R_1^4 \cdot R_2^5 \cdot R_3 + 12 \cdot R_1^3 \cdot R_2^5 \cdot R_3^2 + 12 \cdot R_1^2 \cdot R_2^5 \cdot R_3^3 + 10 \cdot R_1 \cdot R_2^5 \cdot R_3^4 + 6 \cdot R_2^5 \cdot R_3^5) \quad [2.127]$$

$$S_{8-6} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (6 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + 10 \cdot R_1^4 \cdot R_2^5 \cdot R_3 + 12 \cdot R_1^3 \cdot R_2^5 \cdot R_3^2 + 12 \cdot R_1^2 \cdot R_2^5 \cdot R_3^3 + 10 \cdot R_1 \cdot R_2^5 \cdot R_3^4 + 6 \cdot R_2^5 \cdot R_3^5) \quad [2.128]$$

$$\vdots \quad [2.129]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{7-n} = T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \left(\begin{aligned} &1 + 2 \cdot R_1 \cdot R_2 + 2 \cdot R_2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 4 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + \\ &+ 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + 6 \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 8 \cdot R_1^3 \cdot R_2^4 \cdot R_3 + \\ &+ 9 \cdot R_1^2 \cdot R_2^4 \cdot R_3^2 + 8 \cdot R_1 \cdot R_2^4 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4 + 6 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + 10 \cdot R_1^4 \cdot R_2^5 \cdot R_3 + \\ &+ 12 \cdot R_1^3 \cdot R_2^5 \cdot R_3^2 + 12 \cdot R_1^2 \cdot R_2^5 \cdot R_3^3 + 10 \cdot R_1 \cdot R_2^5 \cdot R_3^4 + 6 \cdot R_2^5 \cdot R_3^5 + \dots \end{aligned} \right) \quad [2.130]$$

$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^{\infty} S_{7-n} &= T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot (1 + 2 \cdot R_2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4 + 6 \cdot R_2^5 \cdot R_3^5 + \dots) + \\ &+ T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot (2 \cdot R_1 \cdot R_2 + 3 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 4 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 5 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 6 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + \dots) + \\ &+ 2 \cdot T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdot (2 \cdot R_1 \cdot R_2 + 3 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 4 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 5 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 6 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + \dots) + \\ &+ 3 \cdot T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3^3 \cdot (2 \cdot R_1 \cdot R_2 + 3 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 4 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 5 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 6 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + \dots) + \dots \end{aligned} \quad [2.131]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{7-n} = \frac{T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3}{(1 - R_1 \cdot R_2)^2 \cdot (1 - R_2 \cdot R_3)^2} \quad [2.132]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{8-n} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{7-n} \cdot R_3 \quad [2.133]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{8-n} = \frac{T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2}{(1 - R_1 \cdot R_2)^2 \cdot (1 - R_2 \cdot R_3)^2} \quad [2.134]$$

Para os índices 9 e 10:

$$S_{9-1} = T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \quad [2.135]$$

$$S_{10-1} = S_{9-1} \cdot R_1 \quad [2.136]$$

$$S_{10-1} = T_1 T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2 \quad [2.137]$$

$$S_{9-2} = T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (3 \cdot R_1 \cdot R_2 + 2 \cdot R_2 \cdot R_3) \quad [2.138]$$

$$S_{10-2} = T_1 T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2 \cdot (3 \cdot R_1 \cdot R_2 + 2 \cdot R_2 \cdot R_3) \quad [2.139]$$

$$S_{9-3} = T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 6 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2) \quad [2.140]$$

$$S_{10-3} = T_1 T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2 \cdot (6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 6 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2) \quad [2.141]$$

$$S_{9-4} = T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^3 \cdot (10 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 12 \cdot R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + 9 \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3) \quad [2.142]$$

$$S_{10-4} = T_1 T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^3 \cdot (10 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 12 \cdot R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + 9 \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3) \quad [2.143]$$

$$S_{9-5} = T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^4 \cdot (15 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 20 \cdot R_1^3 \cdot R_2^4 \cdot R_3 + 18 \cdot R_1^2 \cdot R_2^4 \cdot R_3^2 + 12 \cdot R_1 \cdot R_2^4 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4) \quad [2.144]$$

$$S_{10-5} = T_1 T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^4 \cdot (15 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 20 \cdot R_1^3 \cdot R_2^4 \cdot R_3 + 18 \cdot R_1^2 \cdot R_2^4 \cdot R_3^2 + 12 \cdot R_1 \cdot R_2^4 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4) \quad [2.145]$$

$$\vdots \quad [2.146]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{9-n} = T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot \left(\begin{aligned} &1 + 3 \cdot R_1 \cdot R_2 + 2 \cdot R_2 \cdot R_3 + 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 6 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 + \\ &+ 10 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 12 \cdot R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot R_3 + 9 \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3 + 15 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + \\ &+ 20 \cdot R_1^3 \cdot R_2^4 \cdot R_3 + 18 \cdot R_1^2 \cdot R_2^4 \cdot R_3^2 + 12 \cdot R_1 \cdot R_2^4 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4 + \dots \end{aligned} \right) \quad [2.147]$$

$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^{\infty} S_{9-n} &= T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (1 + 2 \cdot R_2 \cdot R_3 + 3 \cdot R_2^2 \cdot R_3^2 + 4 \cdot R_2^3 \cdot R_3^3 + 5 \cdot R_2^4 \cdot R_3^4 + 6 \cdot R_2^5 \cdot R_3^5 + \dots) + \\ &+ T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot (3 \cdot R_1 \cdot R_2 + 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 10 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 15 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 21 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + \dots) + \\ &+ 2 \cdot T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot R_3^3 \cdot (3 \cdot R_1 \cdot R_2 + 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 10 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 15 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 21 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + \dots) + \\ &+ 3 \cdot T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_2^2 \cdot R_3^4 \cdot (3 \cdot R_1 \cdot R_2 + 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 10 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 15 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 21 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + \dots) + \\ &+ 4 \cdot T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_2^3 \cdot R_3^5 \cdot (3 \cdot R_1 \cdot R_2 + 6 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 + 10 \cdot R_1^3 \cdot R_2^3 + 15 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 + 21 \cdot R_1^5 \cdot R_2^5 + \dots) + \dots \end{aligned} \quad [2.148]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{9-n} = \frac{T_1 T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2}{(1 - R_1 \cdot R_2)^3 \cdot (1 - R_2 \cdot R_3)^2} \quad [2.149]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{10-n} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{9-n} \cdot R_1 \quad [2.150]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{10-n} = \frac{T_1 T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2}{(1 - R_1 \cdot R_2)^3 \cdot (1 - R_2 \cdot R_3)^2} \quad [2.151]$$

Para simplificar as equações a seguir, atribui-se:

$$\varphi = \left(\frac{1}{1 - R_1 \cdot R_2} \right) \quad [2.152]$$

$$\gamma = \left(\frac{1}{1 - R_2 \cdot R_3} \right) \quad [2.153]$$

Com esta quantidade de raios resultantes que incidem nas diversas superfícies do sistema, percebe-se que, quando o raio atravessa o segundo anteparo vítreo e incide no terceiro, o valor da resultante que atinge o terceiro anteparo é o valor que incide no segundo multiplicado pelo fator $T_2 \cdot \gamma$, e a resultante que incide no primeiro é o valor que incide no segundo anteparo multiplicado pelo fator $T_2 \cdot \varphi$

Assim, pode-se conseguir um número maior de raios resultantes, com o objetivo de aumentar o número de amostras para se obter um padrão e fechar uma série para cada uma das superfícies:

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{11-n} = T_1 \cdot T_2^5 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2 \cdot \varphi^3 \cdot \gamma^3 \quad [2.154]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{12-n} = T_1 \cdot T_2^5 \cdot R_1^2 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^3 \cdot \gamma^3 \quad [2.155]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{13-n} = T_1 \cdot T_2^6 \cdot R_1^2 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^4 \cdot \gamma^3 \quad [2.156]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{14-n} = T_1 \cdot T_2^6 \cdot R_1^3 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^4 \cdot \gamma^3 \quad [2.157]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{15-n} = T_1 \cdot T_2^7 \cdot R_1^3 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^4 \cdot \gamma^4 \quad [2.158]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{16-n} = T_1 \cdot T_2^7 \cdot R_1^3 \cdot R_3^4 \cdot \varphi^4 \cdot \gamma^4 \quad [2.159]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{17-n} = T_1 \cdot T_2^8 \cdot R_1^3 \cdot R_3^4 \cdot \varphi^5 \cdot \gamma^4 \quad [2.160]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{18-n} = T_1 \cdot T_2^8 \cdot R_1^4 \cdot R_3^4 \cdot \varphi^5 \cdot \gamma^4 \quad [2.161]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{19-n} = T_1 \cdot T_2^9 \cdot R_1^4 \cdot R_3^4 \cdot \varphi^5 \cdot \gamma^5 \quad [2.162]$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} S_{20-n} = T_1 \cdot T_2^9 \cdot R_1^4 \cdot R_3^5 \cdot \varphi^5 \cdot \gamma^5 \quad [2.163]$$

A resultante em cada superfície depende do tipo de sistema vítreo: simples, duplo ou triplo. Os casos são estudados separadamente, conforme pode ser visualizado a seguir.

Em um sistema simples, com duas superfícies, apenas uma recebe incidência de radiação solar. Neste caso, a resultante de um raio de intensidade unitária agindo é:

$$\text{Superfície 1: } I_{SUP(1)} = 1 \quad [2.164]$$

$$\text{Superfície 2: } I_{SUP(2)} = 0 \quad [2.165]$$

Em um sistema duplo, com quatro superfícies, a incidência de radiação entre as superfícies fica assim distribuída:

$$\text{Superfície 1: } I_{SUP(1)} = 1 \quad [2.166]$$

$$\text{Superfície 2: } I_{SUP(2)} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{1-n} \quad [2.167]$$

$$I_{SUP(2)} = \frac{T_1 \cdot R_2}{(1 - R_1 \cdot R_2)} \quad [2.168]$$

$$\text{Superfície 3: } I_{SUP(3)} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{2-n} \quad [2.169]$$

$$I_{SUP(3)} = \frac{T_1}{(1 - R_1 \cdot R_2)} \quad [2.170]$$

$$\text{Superfície 4: } I_{SUP(4)} = 0 \quad [2.171]$$

Finalmente, para um sistema triplo, com seis superfícies, a incidência de radiação entre as superfícies fica distribuída da seguinte forma:

$$\text{Superfície 1: } I_{SUP(1)} = 1 \quad [2.172]$$

$$\text{Superfície 2: } I_{SUP(2)} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{1-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{5-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{9-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{13-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{17-n} + \dots \quad [2.173]$$

$$I_{SUP(2)} = T_1 \cdot R_2 \cdot \varphi + T_1 \cdot T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma + T_1 \cdot T_2^4 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot \varphi^3 \cdot \gamma^2 + T_1 \cdot T_2^6 \cdot R_1^2 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^4 \cdot \gamma^3 + \dots + T_1 \cdot T_2^8 \cdot R_1^3 \cdot R_3^4 \cdot \varphi^5 \cdot \gamma^4 \dots \quad [2.174]$$

$$I_{SUP(2)} = T_1 \cdot R_2 \cdot \varphi + T_1 \cdot T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma \cdot (1 + T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma + T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2 + \dots) \quad [2.175]$$

$$I_{SUP(2)} = T_1 \cdot R_2 \cdot \varphi + \frac{T_1 \cdot T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma}{1 - T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma} \quad [2.176]$$

$$\text{Superfície 3: } I_{SUP(3)} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{2-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{6-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{10-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{14-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{18-n} + \dots \quad [2.177]$$

$$I_{SUP(3)} = T_1 \cdot \varphi + T_1 \cdot T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma + T_1 \cdot T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2 \cdot \varphi^3 \cdot \gamma^2 + T_1 \cdot T_2^6 \cdot R_1^3 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^4 \cdot \gamma^3 + \dots \quad [2.178]$$

$$I_{SUP(3)} = T_1 \cdot \varphi \cdot (1 + T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma + T_2^4 \cdot R_1^2 \cdot R_3^2 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2 + T_2^6 \cdot R_1^3 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^3 \cdot \gamma^3 + \dots) \quad [2.179]$$

$$I_{SUP(3)} = \frac{T_1 \cdot \varphi}{(1 + T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma)} \quad [2.180]$$

$$\text{Superfície 4: } I_{SUP(4)} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{3-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{8-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{12-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{16-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{20-n} + \dots \quad [2.181]$$

$$I_{SUP(4)} = T_1 T_2 \cdot R_3 \cdot \varphi + T_1 T_2 \cdot R_2 \cdot R_3^2 \cdot \gamma^2 + T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2 + T_1 T_2^5 \cdot R_1^2 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^3 \cdot \gamma^3 + \dots \quad [2.182]$$

$$I_{SUP(4)} = T_1 T_2 \cdot R_3 \cdot \varphi + T_1 T_2 \cdot R_2 \cdot R_3^2 \cdot \gamma^2 + \frac{T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3^2 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{(1 - T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma)} \quad [2.183]$$

$$I_{SUP(4)} = T_1 T_2 \cdot R_3 \left(\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{(1 - T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma)} \right) \quad [2.184]$$

$$\text{Superfície 5: } I_{SUP(5)} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{4-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{7-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{11-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{15-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{19-n} + \dots \quad [2.185]$$

$$I_{SUP(5)} = T_1 T_2 \cdot \varphi + T_1 T_2 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2 + T_1 T_2^5 \cdot R_1^2 \cdot R_3^3 \cdot \varphi^3 \cdot \gamma^3 + \dots \quad [2.186]$$

$$I_{SUP(5)} = T_1 T_2 \cdot (\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2) + T_1 T_2^3 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2 \cdot (1 + T_1 T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2 + \dots) \quad [2.187]$$

$$I_{SUP(5)} = T_1 T_2 \cdot \left(\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{(1 - T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma)} \right) \quad [2.188]$$

$$\text{Superfície 6: } I_{SUP(6)} = 0 \quad [2.189]$$

2.4.4.2 Absorção em um sistema simples

Com as informações obtidas nos itens anteriores, pode-se obter facilmente a expressão para a absorção de calor no interior do sólido vítreo. Substituindo as Equações 2.164 e 2.165 na Equação 2.58, tem-se:

$$A_{1-(x)} = \left[\left(1 - \tau^{y/L} \right) \cdot \delta_{(1)} + \left(1 - \tau^{1-y/L} \right) \cdot \eta_{(1)} \right] \quad [2.190]$$

2.4.4.3 Absorção em um sistema duplo

Para um sistema composto de duas lâminas de vidro, obtém-se as expressões para a absorção de calor considerando que o calor proveniente do sol ou de outra fonte de radiação de ondas curtas que incide no sistema seja q_{RAD} . Assim, substituindo as Equações 2.166 e 2.168 na Equação 2.58 para o primeiro vidro tem-se:

$$A_{1-2(x)} = \left[\left(1 - \tau^{y/L} \right) \cdot \delta_{(1)} + \left(1 - \tau^{1-y/L} \right) \cdot \eta_{(1)} \right] + (T_1 \cdot R_2 \cdot \varphi) \cdot \left[\left(1 - \tau^{1-y/L} \right) \cdot \delta_{(1)} + \left(1 - \tau^{y/L} \right) \cdot \eta_{(1)} \right] \quad [2.191]$$

Para o vidro duplo, devem ser substituídas as Equações 2.170 e 2.171 na Equação 2.58. Assim, para o segundo vidro, obtém-se:

$$A_{2-2(x)} = T_1 \cdot \varphi \cdot \left[\left(1 - \tau^{y/L} \right) \cdot \delta_{(2)} + \left(1 - \tau^{1-y/L} \right) \cdot \eta_{(2)} \right] \quad [2.192]$$

2.4.4.4 Absorção em um sistema triplo

A absorção de calor para um sistema triplo é dividida para os três anteparos, conforme segue. Chamando, a título de simplificação:

$$\xi = (1 - T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma) \quad [2.193]$$

E substituindo as Equações 2.163 e 2.167 na Equação 2.58 para o primeiro vidro, tem-se:

$$A_{1-3(x)} = \left(1 - \tau^{x/L}\right) \left(\delta_{(1)} + \eta_{(1)} \cdot T_1 \cdot \varphi \left(R_2 + \frac{T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma}{\xi} \right) \right) + \left(1 - \tau^{1-x/L}\right) \left(\eta_{(1)} + \delta_{(1)} \cdot T_1 \cdot \varphi \left(R_2 + \frac{T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma}{\xi} \right) \right) \quad [2.194]$$

Para o segundo anteparo vítreo deve se substituir as Equações 2.171 e 2.175 na Equação 2.58. Assim, para o segundo vidro, tem-se:

$$A_{2-3(x)} = \left(1 - \tau^{x/L}\right) \left(\delta_{(2)} \cdot \left(\frac{T_1 \varphi}{\xi} \right) + \eta_{(2)} T_1 T_2 R_3 \left(\varphi + R_2 R_3 \gamma^2 + \frac{T_2^2 R_1 R_3 \varphi^2 \gamma^2}{\xi} \right) \right) + \left(1 - \tau^{1-x/L}\right) \left(\eta_{(2)} \cdot \left(\frac{T_1 \varphi}{\xi} \right) + \delta_{(2)} T_1 T_2 R_3 \left(\varphi + R_2 R_3 \gamma^2 + \frac{T_2^2 R_1 R_3 \varphi^2 \gamma^2}{\xi} \right) \right) \quad [2.195]$$

E por fim, para o terceiro vidro, as Equações 2.179 e 2.180 são incorporadas na Equação 2.58. Assim, para o terceiro vidro, tem-se:

$$A_{3-3(x)} = T_1 \cdot T_2 \cdot \left[\varphi + R_2 R_3 \gamma^2 + \left(\frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \right] \left[\left(1 - \tau^{x/L}\right) \cdot \delta_{(3)} + \left(1 - \tau^{1-x/L}\right) \cdot \eta_{(3)} \right] \quad [2.196]$$

Com estes dados em mãos pode se fazer um balanço de energia no vidro (em momento oportuno, no próximo capítulo), considerando o calor absorvido no material em ao longo da espessura, ou seja, em função da coordenada x do vidro.

2.4.5 Absorção de calor uniforme

Para a verificação dos modelos utilizados amplamente atualmente, que consideram a absorção de calor constante, as expressões abaixo devem ser utilizadas. Estas expressões são uma maneira de simplificar os cálculos, mas que podem levar a erros conforme descrito no capítulo 4 de resultados neste documento. Estas equações são obtidas através das equações anteriores, fazendo com que x seja igual a L para o primeiro termo das equações e igual a 0 para o segundo termo. Isto significa somar toda absorção que incide e que reflete no interior do material vítreo.

Para um vidro simples:

$$A_{Simplex} = (1 - \tau) (\delta_{(1)} - \eta_{(1)}) \quad [2.197]$$

Para a primeira e segunda lâminas de um vidro duplo:

$$A_{Duplo_1} = (1 - \tau) \left[(1 + T_1 \cdot R_2 \cdot \varphi) (\eta_{(1)} + \delta_{(1)}) \right] \quad [2.198]$$

$$A_{Duplo_2} = (1 - \tau) \left[T_1 \cdot \varphi (\eta_{(2)} + \delta_{(2)}) \right] \quad [2.199]$$

Finalmente, para um vidro triplo, para a primeira, segunda e terceira lâmina, tem-se:

$$A_{Triplo_1} = (1 - \tau) \left[\left[1 + T_1 \cdot \varphi \left(R_2 + \frac{T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma}{\xi} \right) \right] (\eta_{(1)} + \delta_{(1)}) \right] \quad [2.200]$$

$$A_{Triplo_2} = (1 - \tau) \left[\left[1 + T_1 \cdot T_2 \cdot R_3 \left(\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \right] \left(\frac{T_1 \cdot \varphi}{\xi} \right) (\eta_{(2)} + \delta_{(2)}) \right] \quad [2.201]$$

$$A_{Triplo_3} = (1 - \tau) \left[\left[T_1 \cdot T_2 \left(\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \right] (\eta_{(3)} + \delta_{(3)}) \right] \quad [2.202]$$

2.4.6 Parcela de calor transmitida para o sistema

Seguindo o mesmo conceito apresentado por Siegel e Howell (2001) e que pode ser visualizado na Figura 2.1, tem-se, para cada tipo de sistema, as equações a seguir para a parcela total transmitida pelo sistema, considerando um raio incidente de intensidade unitária.

Para um sistema simples, tem-se:

$$T_s = (1 - \rho_1)^2 \cdot \tau_1 + (1 - \rho_1)^2 \cdot \tau_1^3 \cdot \rho_1^2 + (1 - \rho_1)^2 \cdot \tau_1^5 \cdot \rho_1^4 + \dots \quad [2.203]$$

$$T_s = (1 - \rho_1)^2 \cdot \tau_1 \cdot (1 + \tau_1^2 \cdot \rho_1^2 + \tau_1^4 \cdot \rho_1^4 + \tau_1^6 \cdot \rho_1^6 + \dots) \quad [2.204]$$

$$T_s = \frac{\tau_1 \cdot (1 - \rho_1)^2}{1 - \tau_1^2 \cdot \rho_1^2} \quad [2.205]$$

Partindo deste conceito, e fazendo uma analogia, chega-se na expressão mostrada pela Equação 2.64 para as transmissões T_1 , T_2 e T_3 , partindo do princípio que um raio de intensidade unitária age sobre as superfícies.

Para um sistema duplo, tem-se:

$$T_D = T_2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} S_{2-n} \quad [2.206]$$

$$T_D = T_1 \cdot T_2 \cdot \varphi \quad [2.207]$$

Lembrando que φ e γ são dados pelas Equações 2.152 e 2.153.

Por fim, para um sistema triplo, a fração de calor transmitida fica:

$$T_T = T_3 \cdot \left(\sum_{n=1}^{\infty} S_{4-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{7-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{11-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{15-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{19-n} + \dots \right) \quad [2.208]$$

$$T_T = T_1 \cdot T_2 \cdot T_3 \left(\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \quad [2.209]$$

2.4.7 Parcela de calor refletida do sistema

Seguindo ainda o mesmo conceito apresentado por Siegel e Howell (2001) e que também pode ser visualizado na Figura 2.1, obtém-se as equações para as parcelas refletidas por cada tipo de sistema, conforme segue.

Para um sistema simples, tem-se:

$$R_S = \rho_1 + (1 - \rho_1)^2 \cdot \rho_1 \cdot \tau_1^2 + (1 - \rho_1)^2 \cdot \rho_1^3 \cdot \tau_1^4 + (1 - \rho_1)^2 \cdot \rho_1^5 \cdot \tau_1^6 + \dots \quad [2.210]$$

$$R_S = \rho_1 + (1 - \rho_1)^2 \cdot \rho_1 \cdot \tau_1^2 \cdot (1 + \rho_1^2 \cdot \tau_1^2 + \rho_1^4 \cdot \tau_1^4 + \rho_1^6 \cdot \tau_1^6 + \dots) \quad [2.211]$$

$$R_S = \rho_1 \cdot \left(1 + \frac{(1 - \rho_1)^2 \cdot \tau_1^2}{1 - \rho_1^2 \cdot \tau_1^2} \right) \quad [2.212]$$

e para um sistema duplo:

$$R_D = R_S + T_1 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} S_{1-n} \quad [2.213]$$

$$R_D = \rho_1 \cdot \left(1 + \frac{(1 - \rho_1)^2 \cdot \tau_1^2}{1 - \rho_1^2 \cdot \tau_1^2} \right) + T_1^2 \cdot R_2 \cdot \varphi \quad [2.214]$$

Finalmente, para um sistema triplo, tem-se:

$$R_T = R_S + T_1 \cdot \left(\sum_{n=1}^{\infty} S_{1-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{5-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{9-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{13-n} + \sum_{n=1}^{\infty} S_{17-n} + \dots \right) \quad [2.215]$$

$$R_T = \rho_1 \cdot \left(1 + \frac{(1 - \rho_1)^2 \cdot \tau_1^2}{1 - \rho_1^2 \cdot \tau_1^2} \right) + T_1^2 \cdot R_2 \cdot \varphi + \frac{T_1^2 \cdot T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma}{\xi} \quad [2.216]$$

2.4.8 Parcela de calor transferida e absorvida por radiação de ondas longas

Quando a temperatura das superfícies é baixa (aproximadamente 120°C), estas trocam calor entre si por meio de ondas longas. É sabido que os materiais vítreos são opacos para este tipo de radiação. Assim, como as superfícies externa, interna e intermediária estão neste patamar de temperatura, há troca de calor radiativa entre elas e suas vizinhanças. A radiação que é emitida pela superfície tem sua origem na energia térmica da matéria que está limitada pela superfície, e a taxa pela qual a energia é

liberada por unidade de área é conhecida como poder emissivo da superfície. Conforme Incropera (1990), existe um limite superior para o poder emissivo, que é previsto pela lei de Stefan-Boltzmann:

$$E_{m\acute{a}x} = \sigma.T_{SUP}^4 \quad [2.217]$$

Porém, o fluxo de calor emitido por uma superfície real é menor do que aquele emitido por um corpo negro à mesma temperatura. Assim, é necessário multiplicar a equação acima por uma propriedade radiante da superfície, conhecida por emissividade e que tem seus valores variando entre 0 e 1. Esta propriedade fornece uma medida da capacidade de emissão de energia de uma superfície em relação a um corpo negro, e depende fortemente do material da superfície e de seu acabamento. Assim, considerando a emissividade do material, o poder emissivo de uma superfície passa a ser:

$$E = \varepsilon.\sigma.T_{SUP}^4 \quad [2.218]$$

2.4.8.1 Fator de Forma

Outro conceito que deve ser apresentado antes de se definir o fluxo líquido de calor entre duas superfícies vizinhas é o fator de forma. O fator de forma é definido como a fração de energia que deixa uma superfície e que é interceptada por outra. Ele leva em conta os atributos geométricos da disposição espacial das superfícies que estão trocando calor, ou seja, a distância e sua posição relativa a outras superfícies. Por exemplo: paredes paralelas trocam mais calor por radiação que paredes perpendiculares, pois no primeiro caso a área em que uma consegue trocar calor com a outra é maior que no segundo caso. O fator de forma “ F_{ij} ”, por se tratar de uma fração da energia que sai de uma superfície e que incide em outra, pode variar de 0 a 1, e, para este estudo, deve ser tratada como dado de entrada.

Para este modelo, o fator de forma é igual a 1 entre as lâminas de um sistema duplo ou triplo, devido ao fato de uma superfície conseguir “visualizar” toda a outra superfície.

2.4.8.2 Múltiplas reflexões de radiação na forma de ondas longas

A radiação na forma de ondas longas, da mesma maneira que a radiação na forma de ondas curtas, reflete entre as superfícies no sistema, alterando a forma como a energia é emitida e absorvida no sistema, com a diferença que este tipo de onda é refletida apenas entre os vidros. É importante lembrar que as condições de múltiplas reflexões só são

possíveis de serem modeladas devido às condições de paralelismo entre as lâminas de vidro. Assim, conforme pode ser observado na Figura 2.5 abaixo, tem-se:

$$1 \rightarrow \psi_1 = \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4$$

$$2' \rightarrow \psi_2 \cdot \alpha_1$$

$$3 \rightarrow \psi_1 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \alpha_2)$$

$$4' \rightarrow \psi_2 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \alpha_1) \cdot (1 - \alpha_2)$$

$$5 \rightarrow \psi_1 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \alpha_1) \cdot (1 - \alpha_2)^2$$

$$6' \rightarrow \psi_2 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \alpha_1)^2 \cdot (1 - \alpha_2)^2$$

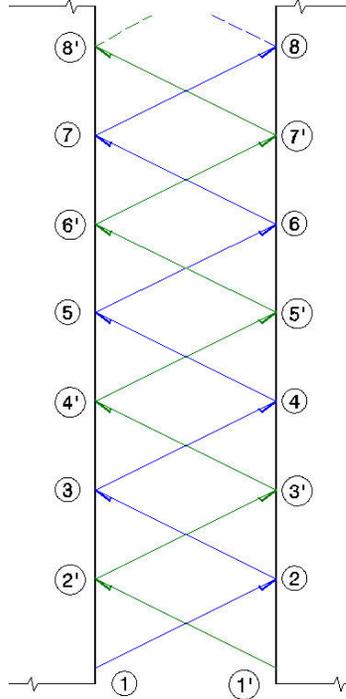
$$7 \rightarrow \psi_1 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \alpha_1)^2 \cdot (1 - \alpha_2)^3$$

$$8' \rightarrow \psi_2 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \alpha_1)^3 \cdot (1 - \alpha_2)^3$$

⋮

Para sup_n , a soma resulta em:

$$\bar{\omega}_1 = \left(\frac{\psi_1 \cdot (\alpha_1 - \alpha_1 \cdot \alpha_2) + \psi_2 \cdot \alpha_1}{\alpha_1 - \alpha_1 \cdot \alpha_2 + \alpha_2} \right)$$



$$1' \rightarrow \psi_2 = \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot T_2^4$$

$$2 \rightarrow \psi_1 \cdot \alpha_2$$

$$3' \rightarrow \psi_2 \cdot \alpha_2 \cdot (1 - \alpha_1)$$

$$4 \rightarrow \psi_1 \cdot \alpha_2 \cdot (1 - \alpha_1) \cdot (1 - \alpha_2)$$

$$5' \rightarrow \psi_2 \cdot \alpha_2 \cdot (1 - \alpha_2) \cdot (1 - \alpha_1)^2$$

$$6 \rightarrow \psi_1 \cdot \alpha_2 \cdot (1 - \alpha_1)^2 \cdot (1 - \alpha_2)^2$$

$$7' \rightarrow \psi_2 \cdot \alpha_2 \cdot (1 - \alpha_2)^2 \cdot (1 - \alpha_1)^3$$

$$8 \rightarrow \psi_1 \cdot \alpha_2 \cdot (1 - \alpha_1)^3 \cdot (1 - \alpha_2)^3$$

⋮

Para sup_{n+1} , a soma resulta em:

$$\bar{\omega}_2 = \left(\frac{\psi_1 \cdot \alpha_2 + \psi_2 \cdot (\alpha_2 - \alpha_1 \cdot \alpha_2)}{\alpha_1 - \alpha_1 \cdot \alpha_2 + \alpha_2} \right)$$

Figura 2.5: Reflexões de radiação de ondas longas entre superfícies vítreas

Desta forma, pode-se dizer que a troca de energia devido a radiação de ondas longas entre superfícies paralelas (entre dois vidros), é dada pela expressão:

$$\phi_{lw(n)} = -\varepsilon_{SUP(n)} \cdot \sigma \cdot T_{SUP(n)}^4 + \bar{\omega}_n \quad [2.219]$$

$$\phi_{lw(n+1)} = -\varepsilon_{SUP(n+1)} \cdot \sigma \cdot T_{SUP(n+1)}^4 + \bar{\omega}_{(n+1)} \quad [2.220]$$

sendo:

$$\bar{\omega}_n = \left(\frac{\psi_n \cdot (\alpha_n - \alpha_n \cdot \alpha_{n+1}) + \psi_{n+1} \cdot \alpha_n}{\alpha_n - \alpha_n \cdot \alpha_{n+1} + \alpha_{n+1}} \right) \quad [2.221]$$

$$\bar{\omega}_{n+1} = \left(\frac{\psi_{n+1} \cdot (\alpha_{n+1} - \alpha_{n+1} \cdot \alpha_n) + \psi_n \cdot \alpha_{n+1}}{\alpha_n - \alpha_n \cdot \alpha_{n+1} + \alpha_{n+1}} \right) \quad [2.222]$$

Para as condições de contorno, não serão modeladas as múltiplas reflexões, devido ao fato da geometria dos vizinhos não ser conhecida e ser variável, inviabilizando o modelamento destas condições.

Ao invés disto, pode-se aplicar a Lei de Kirchoff, que mostra que para superfícies cinzas e difusivas o coeficiente de absorção é igual a emissividade do material,

permitindo que a troca de calor por radiação de ondas longas possa ser dado pela Equação 2.223. Assim, para as condições de contorno, a troca líquida de calor por radiação de ondas longas fica:

$$\phi_{lw(sup,viz_i)}'' = \sigma \cdot \left[\sum_{i=1}^{\infty} F_{viz(i),sup} \cdot (\epsilon_{viz(i)} \cdot T_{viz(i)}^4 - \epsilon_{sup} \cdot T_{sup}^4) \right] \quad [2.223]$$

2.4.9 Coeficiente de Ganho de Calor Solar (SHGC)

O coeficiente de ganho solar, ou *solar heat gain coefficient*, em inglês, é a parcela de radiação que é transmitida por um sistema vítreo para o interior de um ambiente. Este coeficiente é o que classifica a eficiência de um sistema vítreo, e possui valores que variam de 0 a 1. Ele é calculado através da equação abaixo:

$$SHGC = T_n + \left(\frac{|\phi_{T-CR} - \phi_{T-SR}|}{\phi_{RAD}} \right), \quad [2.224]$$

onde “n” indica o número de lâminas de vidro do sistema de forma que as transmitâncias podem ser calculadas como:

$$T_1 = \frac{\tau_1 \cdot (1 - \rho_1)^2}{1 - \tau_1^2 \cdot \rho_1^2} \quad \text{Sistema Simples} \quad [2.225]$$

$$T_2 = T_1 \cdot T_2 \cdot \phi \quad \text{Sistema Duplo} \quad [2.226]$$

$$T_3 = T_1 \cdot T_2 \cdot T_3 \cdot \left(\phi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \phi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \quad \text{Sistema Triplo} \quad [2.227]$$

O fluxo de calor calculado com ou sem radiação é dado por:

$$\phi = h_{\infty,n} \cdot (T_{sup,n} - T_{\infty,n}) + \sum_{m=1}^{\infty} F_m \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{sup,n}^4 - T_{viz,n}^4) \quad [2.228]$$

Esse fluxo de calor deve ser calculado duas vezes, uma considerando radiação incidente ($\phi_{rad} \neq 0$) e outra desconsiderando a radiação incidente ($\phi_{rad}=0$). Isto faz com que a temperatura da superfície do vidro mude devido a absorção de calor, que é diferente para cada caso.

2.5 Películas de baixa emissividade

Apesar das inúmeras funções das janelas tradicionais, tais como admitir quantidades controláveis de luz e de calor, providenciar ventilação e conexão física e visual com o exterior, isolar o interior dos rigores do clima externo e oferecerem

privacidade visual, as janelas são notoriamente fracos isolantes térmicos e admitem muito ou pouca luz. Todas as alternativas para corrigir estas deficiências como venezianas, vidros coloridos ou cortinas retiram a beleza das janelas. As películas de baixa emissividade, muito conhecido por low-e, buscam sanar estes problemas sem interferir na transparência do vidro. Inicialmente projetadas para o uso residencial em janelas de envidraçamento duplo, as películas duplicam a resistência térmica da janela quando comparada a uma janela equivalente não-revestida; sem aumento de peso ou dimensão e sem redução significativa da transmissão solar. O sucesso desse tipo de material fez com que a procura pelas janelas triplas no mercado americano caísse drasticamente da noite para o dia, já que a razão preço/desempenho do produto era melhor do que os envidraçados triplos (muito mais pesados), sendo rapidamente introduzido no mercado de escritórios e residências em climas quentes.

A película apresenta reflexão seletiva para diferentes partes do espectro solar, refletindo o calor radiante de ondas longas dos arredores e também a maior parte da radiação infravermelha de onda curta contida na luz solar. Algumas das películas de baixa emissividade atuais para uso comercial e residencial rejeitam tanto calor quanto os vidros refletivos, embora as janelas de baixa emissividade pareçam janelas incolores comuns. Agora estão disponíveis para aplicação em qualquer tipo de vidro, desde o vidro monolítico comum até os vidros coloridos absorvedores de calor. Películas de baixa emissividade estão disponíveis até em filmes poliméricos para melhorar o desempenho térmico e luminoso de janelas já instaladas, conhecido como retrofit.

A espessura da película, d , é da ordem de magnitude do comprimento de onda λ , fazendo com que o efeito de interferência ocorra. Para este estudo é considerado que a película é plana, paralela e homogênea. As propriedades óticas da película são função dos índices de refração dos meios (ar, película e vidro), da espessura da película e do comprimento de onda.

Assim, conforme Ohring (1992), se uma onda plana de amplitude unitária incide na normal do vidro, a fração refletida é

$$r_1 = \frac{(n_0 - n_1)}{(n_0 + n_1)} \quad [2.229]$$

Onde a onda transmitida possui amplitude $\sqrt{1 - r_1^2}$.

Na interface entre a película e o vidro,

$$r_2 = \frac{(n_1 - n_2)}{(n_1 + n_2)} \quad [2.230]$$

Fazendo com que a amplitude de onda refletida novamente para a primeira superfície da película seja $r_2 \cdot \sqrt{1 - r_1^2}$. Neste ponto a onda é novamente refletida para o interior da película com amplitude $-r_1 \cdot r_2 \cdot \sqrt{1 - r_1^2} \cdot e^{i\vartheta}$. Comparado com o primeiro raio refletido no ponto A (vide Figura 2.6), a onda emergente em C atravessou duas vezes a espessura ótica, $n_1 \cdot d$, da película. A diferença total da trajetória, $2 \cdot n_1 \cdot d$, implica em uma fase ϑ de montante $\vartheta = \left(\frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \right) \cdot (\text{diferença comprimento})$, ou seja, substituindo a diferença total da trajetória na fase:

$$\vartheta = \left(\frac{4 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot d}{\lambda} \right) \quad [2.231]$$

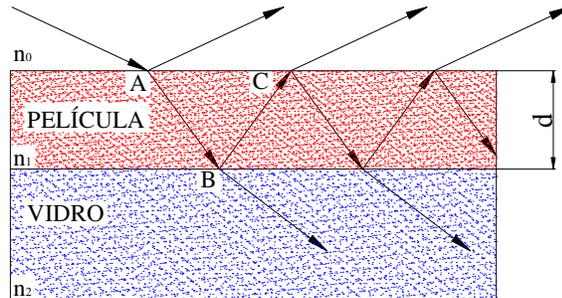


Figura 2.6: Reflexões em ambas as superfícies de uma película fina homogênea

A porção da onda transmitida para o espaço livre em C é atenuado pelo fator $\sqrt{1 - r_1^2}$ fazendo com que sua amplitude neste ponto seja dada por $r_2 \cdot (1 - r_1^2)$. Continuando o processo e somando todos os múltiplos raios refletidos nos quais as amplitudes declinam conforme regra descrita acima, o resultado é:

$$r = \frac{r_1 + r_2 \cdot e^{-i\vartheta}}{1 + r_1 \cdot r_2 \cdot e^{-i\vartheta}} \quad [2.232]$$

Elevando r ao quadrado de acordo com as regras da álgebra para números complexos, a refletância ρ_p é expressa por:

$$\rho_p = \frac{r_1^2 + r_2^2 + 2.r_1.r_2 \cdot \cos\left(\frac{4.\pi.n_1.d}{\lambda}\right)}{1 + r_1^2.r_2^2 + 2.r_1.r_2 \cdot \cos\left(\frac{4.\pi.n_1.d}{\lambda}\right)} \quad [2.233]$$

Analogamente, a transmitância passa a ser:

$$\tau_p = \frac{n_2}{n_0} \cdot \frac{t_1.t_2}{1 + r_1^2.r_2^2 + 2.r_1.r_2 \cdot \cos\left(\frac{4.\pi.n_1.d}{\lambda}\right)} \quad [2.234]$$

Onde t_1 e t_2 valem:

$$t_1 = \frac{2.n_0}{n_1 + n_0} \quad [2.235]$$

$$t_2 = \frac{2.n_1}{n_2 + n_1} \quad [2.236]$$

Estas expressões para a obtenção das propriedades de refletividade e transmissividade da película tornam viável o cálculo da transferência de calor em sistemas compostos por películas. Apesar de ser uma ferramenta precisa para a obtenção destas propriedades, ainda faz-se necessário conhecer os índices de refração da película, condutividade térmica, calor específico e densidade do material, propriedades estas fornecidas pelos fabricantes de películas. Este cálculo utilizará o modelo definido neste e no próximo capítulo. O método nada mais é do que considerar uma das lâminas de vidro como sendo a película, e a camada de ar ou de gás de preenchimento considerada com coeficiente de convecção tendendo ao infinito e o calor específico como sendo zero. Assim, pode-se utilizar o modelo de vidro duplo para o cálculo de um vidro simples com película (qualquer que seja a posição dela no sistema) ou ainda utilizar o modelo de vidro triplo para o cálculo do vidro duplo com película. Este método será discutido com mais detalhes no próximo capítulo.

Capítulo 3

Modelo Numérico

Em certos casos, os métodos analíticos podem ser utilizados na obtenção de soluções matemáticas exatas para problemas de condução e convecção. Estas soluções são obtidas para uma gama de geometrias e de condições de contorno simples e estão bem documentadas na literatura. Contudo, é mais freqüente deparar-se com problemas que envolvem geometrias e/ou condições de contorno que impedem a utilização de soluções exatas, como ocorre neste estudo. Nestes casos, a melhor alternativa é a utilização de uma técnica numérica como a de diferenças finitas, elementos finitos, ou volumes finitos. Devido à facilidade na sua aplicação, o método das diferenças finitas é apropriado para a obtenção das incógnitas da formulação do problema apresentado no Capítulo 2.

Ao contrário de uma solução analítica que permite a determinação da temperatura em qualquer ponto de interesse no interior de um meio, uma solução numérica fornece a temperatura em pontos discretos. Portanto, a primeira etapa em qualquer análise numérica deve ser a seleção destes pontos. Conforme mostrado na Figura 3.1, isto é feito subdividindo-se o meio em análise em um certo número de pequenas regiões e identificando um número de referência para cada uma delas, localizado no seu centro. O ponto de referência é freqüentemente chamado de ponto nodal, enquanto o conjunto dos pontos forma uma rede, ou malha nodal. A Figura 3.1 ilustra uma malha nodal

bidimensional, apenas ilustrativa, pois a malha utilizada para o presente trabalho é unidimensional.

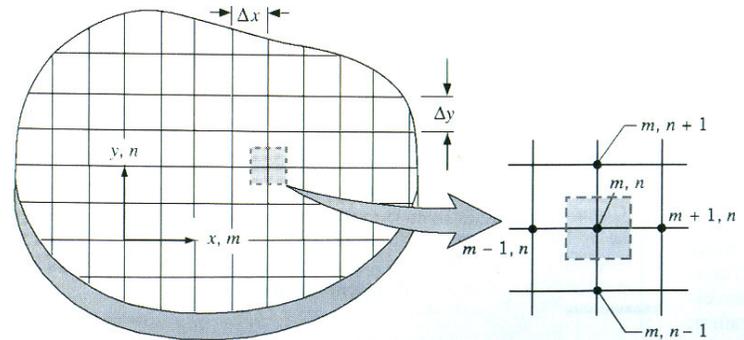


Figura 3.1: Condução de calor bidimensional - Rede Nodal (Incropera e De Witt, 1990)

A determinação numérica da distribuição de temperaturas exige que uma equação para a conservação de energia seja escrita de forma apropriada para cada um dos pontos nodais com temperatura desconhecida. O conjunto resultante de equações deve então ser resolvido simultaneamente para a temperatura em cada nó.

Após fazer um esboço da superfície a ser analisada, esta é dividida em regiões equidistantes. Em cada nó destas regiões é nomeado um ponto, no caso a temperatura que se deseja obter. Neste estudo, o interesse se restringe apenas no fluxo unidimensional que flui através da superfície, ao longo da espessura do material vítreo, visto as condições de temperatura serem constantes ao longo da altura do vidro. Depois de dividido o modelo em vários pontos, deve ser feito um balanço de energia em cada ponto, de maneira a se obter uma expressão no formato:

$$A_i.T_i = B_i.T_{i+1} + C_i.T_{i-1} + D_i \quad [3.1]$$

Esta expressão deve ser obtida para que seus coeficientes possam ser utilizados na matriz tridiagonal e as temperaturas de cada ponto sejam calculadas pelo método TDMA (*Tri-Diagonal Matrix Algorithm*), que será apresentado mais adiante ainda neste capítulo.

3.1 Discretização

Cada tipo de sistema deve ter seu domínio discretizado, para que seja possível identificar os coeficientes que serão utilizados pelo método TDMA.

3.1.1 Considerações iniciais

Algumas considerações podem ser feitas com o objetivo de facilitar a discretização e tornar o seu entendimento mais claro e mais limpo, facilitando a sua aplicação em futuros algoritmos.

3.1.1.1 Linearização do termo de radiação de ondas longas

Em todos os cálculos onde há uma troca radiativa entre a superfície vítrea e as superfícies vizinhas, o termo de transferência de calor por radiação deve ser linearizado, visto conter a temperatura de interesse elevada à quarta potência. Assim, pode-se desmembrar este termo em uma parcela contendo a temperatura de interesse multiplicando outros fatores que possuem valores da iteração anterior, como pode ser visualizado abaixo.

$$(T_a^4 - T_b^4) = (T_a - T_b)(T_a + T_b)(T_a^2 + T_b^2) \quad [3.2]$$

$$(T_a^4 - T_b^4) = (T_a - T_b) \left[(T_a + T_b)(T_a^2 + T_b^2) \right] \quad [3.3]$$

Nas Equações 3.2 e 3.3, o subscrito “a” indica uma superfície e o subscrito “b” representa outra superfície, sendo que ambas trocam calor entre si por radiação. O termo em colchetes, para a discretização, terá seus valores expressos em função de valores da iteração anterior.

No intuito de simplificar as expressões para a discretização, este termo em colchetes pode ser escrito da seguinte maneira:

$$C_L(T_a, T_b) = \left[(T_a + T_b)(T_a^2 + T_b^2) \right]^{PREV} \quad [3.4]$$

Caso o termo não seja uma diferença de temperaturas elevada a quarta potência, e sim uma temperatura isolada e elevada a quarta, a seguinte correlação pode ser feita para linearizar o sistema:

$$C_L(T_a) = [T_a^3]^{PREV} \quad [3.5]$$

3.1.1.2 Absorção de calor – peculiaridades para o modelo numérico

As expressões para a absorção de calor definidas no modelo matemático são válidas para o cálculo pontual da absorção de calor. Mas, devido ao fato de ocorrerem múltiplas reflexões, e o método numérico tratar de diferenças finitas, a diferença dos termos de absorção para o cálculo da energia absorvida no elemento de controle não pode

ser realizada pela expressão mostrada no Capítulo 2. Neste caso, deve ser separada a parte de índice crescente de 0 a L da parte decrescente. O módulo de cada diferença deve então ser somada para que seja encontrado o valor para a absorção no volume desejado.

$$A_{F(1-1)} = \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot \delta_{(1)} \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Simples} \\ 1^\circ \text{ Lâmina - Anterior} \end{array} \quad [3.6]$$

$$A_{B(1-1)} = \left(1 - \tau^{1-\frac{x}{L}}\right) \eta_{(1)} \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Simples} \\ 1^\circ \text{ Lâmina - Posterior} \end{array} \quad [3.7]$$

$$A_{F(1-2)} = \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot (\delta_{(1)} + T_1 \cdot R_2 \cdot \varphi \cdot \eta_{(1)}) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Duplo} \\ 1^\circ \text{ Lâmina - Anterior} \end{array} \quad [3.8]$$

$$A_{B(1-2)} = \left(1 - \tau^{1-\frac{x}{L}}\right) \cdot (\eta_{(1)} + T_1 \cdot R_2 \cdot \varphi \cdot \delta_{(1)}) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Duplo} \\ 1^\circ \text{ Lâmina - Posterior} \end{array} \quad [3.9]$$

$$A_{F(2-2)} = \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot (T_1 \cdot \varphi \cdot \delta_{(2)}) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Duplo} \\ 2^\circ \text{ Lâmina - Anterior} \end{array} \quad [3.10]$$

$$A_{B(2-2)} = \left(1 - \tau^{1-\frac{x}{L}}\right) \cdot (T_1 \cdot \varphi \cdot \eta_{(2)}) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Duplo} \\ 2^\circ \text{ Lâmina - Posterior} \end{array} \quad [3.11]$$

$$A_{F(1-3)} = \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot \left(\delta_{(1)} + \eta_{(1)} \cdot T_1 \cdot \varphi \cdot \left(R_2 + \frac{T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma}{\xi} \right) \right) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Triplo} \\ 1^\circ \text{ Lâmina - Anterior} \end{array} \quad [3.12]$$

$$A_{B(1-3)} = \left(1 - \tau^{1-\frac{x}{L}}\right) \cdot \left(\eta_{(1)} + \delta_{(1)} \cdot T_1 \cdot \varphi \cdot \left(R_2 + \frac{T_2^2 \cdot R_3 \cdot \varphi \cdot \gamma}{\xi} \right) \right) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Triplo} \\ 1^\circ \text{ Lâmina - Posterior} \end{array} \quad [3.13]$$

$$A_{F(2-3)} = \left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot \left(\delta_{(2)} \cdot \left(\frac{T_1 \varphi}{\xi} \right) + \eta_{(2)} \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot R_3 \cdot \left(\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \right) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Triplo} \\ 2^\circ \text{ Lâmina - Anterior} \end{array} \quad [3.14]$$

$$A_{B(2-3)} = \left(1 - \tau^{1-\frac{x}{L}}\right) \cdot \left(\eta_{(2)} \cdot \left(\frac{T_1 \varphi}{\xi} \right) + \delta_{(2)} \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot R_3 \cdot \left(\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \right) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Triplo} \\ 2^\circ \text{ Lâmina - Posterior} \end{array} \quad [3.15]$$

$$A_{F(3-3)} = \left(\left(1 - \tau^{\frac{x}{L}}\right) \cdot \delta_{(3)} \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \left[\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \left(\frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \right] \right) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Triplo} \\ 3^\circ \text{ Lâmina - Anterior} \end{array} \quad [3.16]$$

$$A_{B(3-3)} = \left(\left(1 - \tau^{1-\frac{x}{L}}\right) \cdot \eta_{(3)} \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \left[\varphi + R_2 \cdot R_3 \cdot \gamma^2 + \left(\frac{T_2^2 \cdot R_1 \cdot R_3 \cdot \varphi^2 \cdot \gamma^2}{\xi} \right) \right] \right) \quad \begin{array}{l} \text{Sistema Triplo} \\ 3^\circ \text{ Lâmina - Posterior} \end{array} \quad [3.17]$$

De maneira a facilitar as equações das discretizações abaixo, como o que interessa para o volume de controle é a diferença entre a absorção no final de seu volume de controle e a absorção em seu início, pode se atribuir, sabendo que “i” é a lâmina em questão, “j” é o número total de lâminas do sistema, “a” é a absorção para o início do vidro, “b” é a absorção no interior do material vítreo e “c” é a absorção no final de cada material vítreo:

$$\Delta A^a_{(i-j)} = \left(A_{F(i-j)_{(\frac{y}{2})}} - A_{F(i-j)_{(0)}} \right) + \left(A_{B(i-j)_{(0)}} - A_{B(i-j)_{(\frac{y}{2})}} \right) \quad [3.18]$$

$$\Delta A^b_{(i-j)} = \left(A_{F(i-j)_{(i+\frac{y}{2})\Delta x}} - A_{F(i-j)_{(i-\frac{y}{2})\Delta x}} \right) + \left(A_{B(i-j)_{(i-\frac{y}{2})\Delta x}} - A_{B(i-j)_{(i+\frac{y}{2})\Delta x}} \right) \quad [3.19]$$

$$\Delta A^{c,1}_{(1-j)} = \left(A_{F(1-j)_{(n)\Delta x}} - A_{F(1-j)_{(n-0,5)\Delta x}} \right) + \left(A_{B(1-j)_{(n-0,5)\Delta x}} - A_{B(1-j)_{(n)\Delta x}} \right) \quad [3.20]$$

$$\Delta A^{c,2}_{(2-j)} = \left(A_{F(2-j)_{(2n+2)\Delta x}} - A_{F(2-j)_{(2n+1,5)\Delta x}} \right) + \left(A_{B(2-j)_{(2n+1,5)\Delta x}} - A_{B(2-j)_{(2n+2)\Delta x}} \right) \quad [3.21]$$

$$\Delta A^{c,3}_{(3-3)} = \left(A_{F(3-3)_{(3n+4)\Delta x}} - A_{F(3-3)_{(3n+3,5)\Delta x}} \right) + \left(A_{B(3-3)_{(3n+3,5)\Delta x}} - A_{B(3-3)_{(3n+4)\Delta x}} \right) \quad [3.22]$$

3.1.2 Vidro simples

Os mecanismos da transferência de calor que estão envolvidos em um sistema vítreo simples, sem a utilização de películas e sem fenômenos de condensação em suas superfícies podem ser visualizados na Figura 3.2. Também deve ser levada em consideração a transferência de calor por radiação de ondas longas entre a superfície vítrea e suas vizinhanças e seus respectivos fatores de forma.

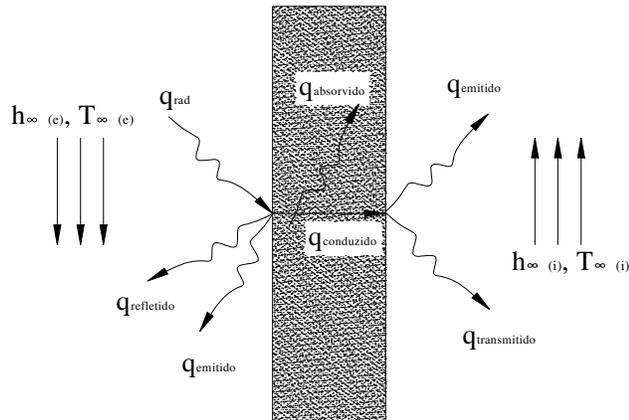


Figura 3.2: Mecanismos de transferência de calor em um sistema vítreo simples.

Conhecendo os mecanismos de transferência de calor envolvidos, deve ser realizado um balanço de energia em cada um dos volumes finitos do problema.

3.1.2.1 Elemento de contorno – Ponto zero

A Figura 3.3 apresenta o balanço de energia em um nó localizado na superfície externa de um sistema simples.

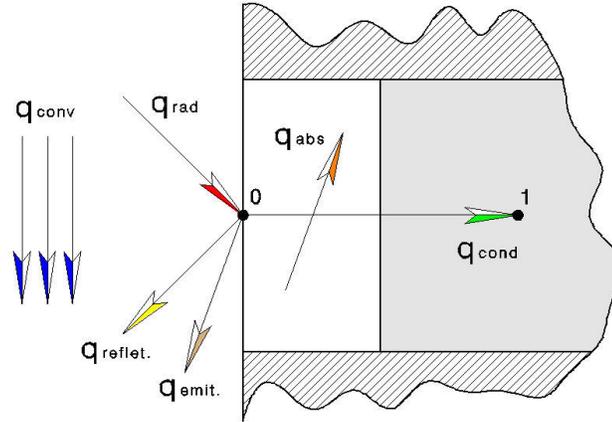


Figura 3.3: Balanço de energia no elemento de contorno externo.

$$\gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_0 - T_0^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(1-1)}^a + h_{\infty,e} \cdot (T_{ext} - T_0) - \frac{k_1 \cdot (T_0 - T_1)}{\Delta x} - \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_0 \cdot C_L(T_0) \cdot T_0 - \epsilon_{viz} \cdot C_L(T_{ve,m}) \cdot T_{ve,m})] \quad , \text{ onde} \quad [3.23]$$

$$A_0 \cdot T_0 = B_0 \cdot T_1 + D_0 \quad [3.24]$$

$$A_0 = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + h_{\infty,e} + \frac{k_1}{\Delta x} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_0 \cdot C_L(T_0))] \quad [3.25]$$

$$B_0 = \frac{k_1}{\Delta x} \quad [3.26]$$

$$D_0 = q_{RAD} \cdot A_{(1-1)}^a + \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x \cdot T_0^0}{2 \cdot \Delta t} + h_{\infty,e} \cdot T_{ext} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_{ve,m} \cdot C_L(T_{ve,m}) \cdot T_{ve,m})] \quad [3.27]$$

3.1.2.2 Interior do sólido

Para um nó no interior de um sistema vítreo, a Figura 3.4 mostra o balanço de energia.

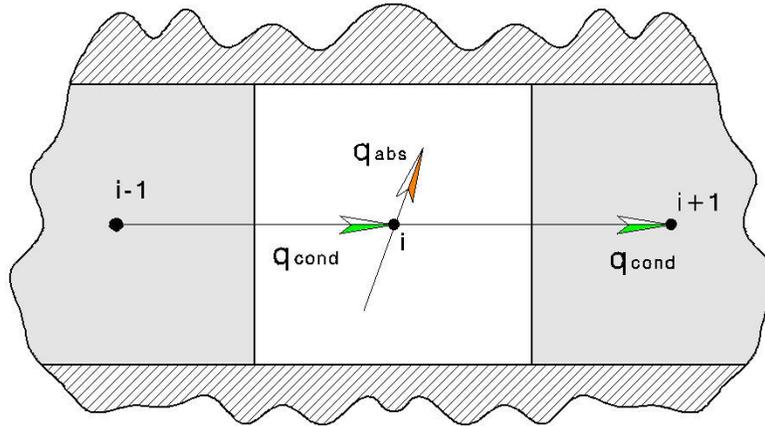


Figura 3.4: Balanço de energia em um elemento no interior do sólido.

$$\gamma_i \cdot c_1 \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{T_i - T_i^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(i-1)}^b + \frac{k_1 \cdot (T_{i-1} - T_i)}{\Delta x} + \frac{k_1 \cdot (T_i - T_{i+1})}{\Delta x}, \text{ onde} \quad [3.28]$$

$$A_i \cdot T_i = B_i \cdot T_{(i-1)} + C_i \cdot T_{(i+1)} + D_i \quad [3.29]$$

$$A_i = \gamma_i \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} + \frac{2 \cdot k_1}{\Delta x} \quad [3.30]$$

$$B_i = C_i = \frac{k_1}{\Delta x} \quad [3.31]$$

$$D_i = \gamma_i \cdot c_1 \cdot \left(\frac{\Delta x \cdot T_i^0}{\Delta t} \right) + q_{RAD} \cdot A_{(i-1)}^b \quad [3.32]$$

3.1.2.3 Elemento de contorno – Ponto n

O balanço de energia na superfície interna do sistema vítreo simples pode ser observado na Figura 3.5.

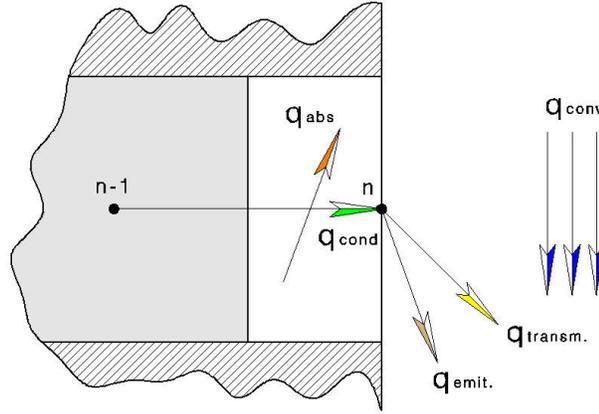


Figura 3.5: Balanço de energia em um elemento de contorno final.

$$\gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_n - T_n^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(1-1)}^c + \frac{k_1 \cdot (T_{n-1} - T_n)}{\Delta x} - h_{\infty, i} \cdot (T_i - T_{int}) - \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_n \cdot C_L(T_n) \cdot T_n - \epsilon_{vi, m} \cdot C_L(T_{vi, m}) \cdot T_{vi, m})] \quad , \text{ onde} \quad [3.33]$$

$$A_n \cdot T_n = B_n \cdot T_{(n-1)} + D_n \quad [3.34]$$

$$A_n = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + \frac{k_1}{\Delta x} + h_{\infty, i} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_n \cdot C_L(T_n))] \quad [3.35]$$

$$B_n = \frac{k_1}{\Delta x} \quad [3.36]$$

$$D_n = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x \cdot T_n^0}{2 \cdot \Delta t} + q_{RAD} \cdot A_{(1-1)}^c + h_{\infty, i} \cdot T_{int} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_{vi, m} \cdot C_L(T_{vi, m}) \cdot T_{vi, m})] \quad [3.37]$$

3.1.3 Vidro duplo

Os mecanismos da transferência de calor que estão envolvidos em um sistema vítreo duplo, sem a utilização de películas e sem fenômenos de condensação em suas superfícies podem ser visualizados na figura abaixo. Também deve ser levada em consideração a transferência de calor, tanto no ambiente externo como no interno, de radiação por ondas longas, ou seja, entre a superfície vítrea e suas vizinhanças e seus

respectivos fatores de forma. Entre os dois sólidos, há transferência de calor de radiação por ondas longas. Entre os dois vidros deve ser consideradas as múltiplas reflexões.

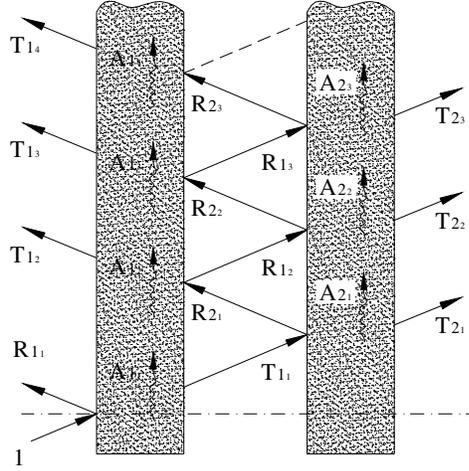


Figura 3.6: Mecanismos de transferência de calor em um sistema vítreo duplo.

3.1.3.1 Elemento de contorno – Ponto zero

O balanço de energia para o primeiro elemento em um vidro duplo é semelhante ao vidro simples (Figura 3.3), porém a equação do calor absorvido muda:

$$\gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_0 - T_0^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(1-2)}^a + h_{\infty,e} \cdot (T_{ext} - T_0) - \frac{k_1 \cdot (T_0 - T_1)}{\Delta x} - \quad [3.38]$$

$$- \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_0 \cdot C_L(T_0) \cdot T_0 - \epsilon_{viz} \cdot C_L(T_{ve,m}) \cdot T_{ve,m})] \quad , \text{ onde}$$

$$A_0 \cdot T_0 = B_0 \cdot T_1 + D_0 \quad [3.39]$$

$$A_0 = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + h_{\infty,e} + \frac{k_1}{\Delta x} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_0 \cdot C_L(T_0))] \quad [3.40]$$

$$B_0 = \frac{k_1}{\Delta x} \quad [3.41]$$

$$D_0 = q_{RAD} \cdot A_{(1-2)}^a + \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x \cdot T_0^0}{2 \cdot \Delta t} + h_{\infty,e} \cdot T_{ext} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_{ve,m} \cdot C_L(T_{ve,m}) \cdot T_{ve,m})] \quad [3.42]$$

3.1.3.2 Interior do primeiro e do segundo sólido

O balanço de energia para um elemento situado no interior do primeiro e do segundo sólido em um vidro duplo é semelhante ao balanço de energia para o interior de um vidro simples (Figura 3.4), porém a equação do calor absorvido muda:

$$\gamma_k \cdot c_k \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{T_i - T_i^0}{\Delta t} \right) = \Theta_k + \frac{k_k \cdot (T_{i-1} - T_i)}{\Delta x} - \frac{k_k \cdot (T_i - T_{i+1})}{\Delta x}, \text{ onde} \quad [3.43]$$

$$A_i \cdot T_i = B_i \cdot T_{(i-1)} + C_i \cdot T_{(i+1)} + D_i \quad [3.44]$$

$$A_i = \gamma_k \cdot c_k \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} + \frac{2 \cdot k_k}{\Delta x} \quad [3.45]$$

$$B_i = C_i = \frac{k_k}{\Delta x} \quad [3.46]$$

$$D_i = \gamma_k \cdot c_k \cdot \frac{\Delta x \cdot T_i^0}{\Delta t} + \Theta_k \quad [3.47]$$

Para $1 \leq i \leq n-1$, índice k vale 1 e

$$\Theta_k = q_{RAD} \cdot A_{(1-2)}^b \quad [3.48]$$

Para $n+3 \leq i \leq 2n+1$, índice k vale 2 e

$$\Theta_k = q_{RAD} \cdot A_{(2-2)}^b \quad [3.49]$$

3.1.3.3 Elemento de contorno final do primeiro sólido – Ponto n

Entre o final da primeira superfície e o meio intermediário, o balanço de energia fica conforme a Figura 3.7.

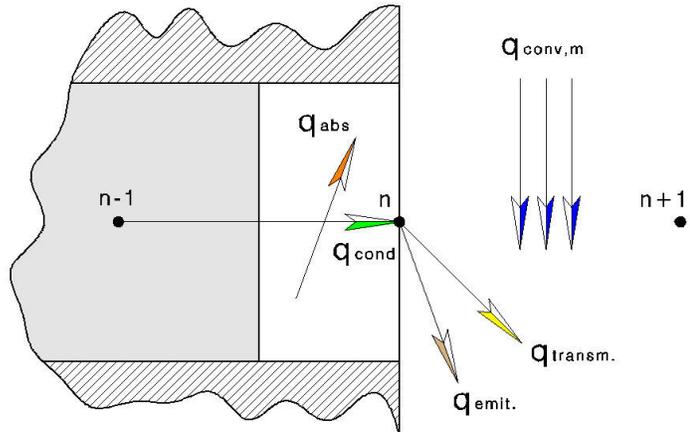


Figura 3.7: Balanço de energia em um elemento de contorno do final do primeiro sólido.

$$\gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_n - T_n^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(1-2)}^c + \frac{k_1 \cdot (T_{n-1} - T_n)}{\Delta x} - h_m \cdot (T_n - T_{n+1}) - \varepsilon_n \cdot \sigma \cdot C_L(T_n) \cdot T_n + \overline{\omega}_{sup(n)}, \text{ onde} \quad [3.50]$$

$$A_n \cdot T_n = B_n \cdot T_{(n-1)} + C_n \cdot T_{(n+1)} + D_n \quad [3.51]$$

$$A_n = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + \frac{k_1}{\Delta x} + h_m + \varepsilon_n \cdot \sigma \cdot C_L(T_n) \quad [3.52]$$

$$B_n = \frac{k_1}{\Delta x} \quad [3.53]$$

$$C_n = h_m \quad [3.54]$$

$$D_n = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \left(\frac{\Delta x \cdot T_n^0}{2 \cdot \Delta t} \right) + q_{RAD} \cdot A_{1-2}^c + \overline{\omega}_{sup(n)} \quad [3.55]$$

3.1.3.4 Elemento entre os dois sólidos vítreos - Ponto n+1:

O balanço de energia entre duas superfícies pode ser observado pela Figura 3.8.

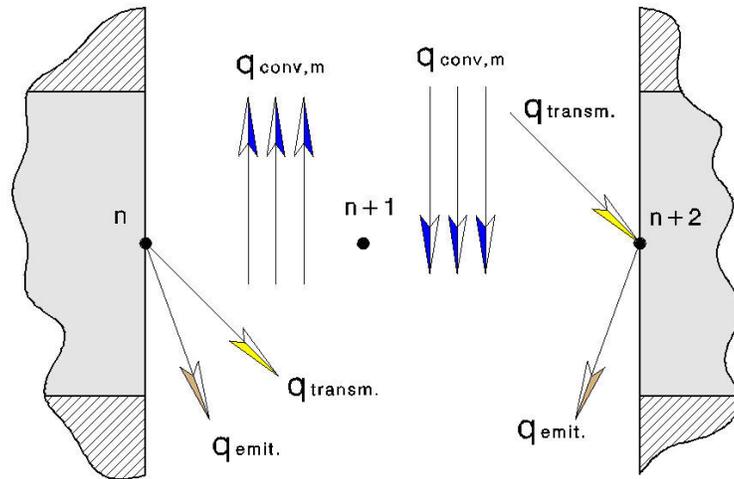


Figura 3.8: Balanço de energia em um elemento localizado entre os dois sólidos.

$$\gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{T_{n+1} - T_{n+1}^0}{\Delta t} \right) = h_m \cdot (T_n - T_{n+1}) - h_m \cdot (T_{n+1} - T_{n+2}) \quad [3.56], \text{ onde}$$

$$A_{n+1} \cdot T_{n+1} = B_{n+1} \cdot T_n + C_{n+1} \cdot T_{n+2} + D_{n+1} \quad [3.57]$$

$$A_{n+1} = \gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} + 2 \cdot h_m \quad [3.58]$$

$$B_{n+1} = C_{n+1} = h_m \quad [3.59]$$

$$D_{n+1} = \gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} \cdot T_{n+1}^0 \quad [3.60]$$

3.1.3.5 Elemento inicial do segundo sólido vítreo – Ponto n+2

Para a primeira superfície da segunda lâmina de um sistema duplo, o balanço de energia fica conforme Figura 3.9.

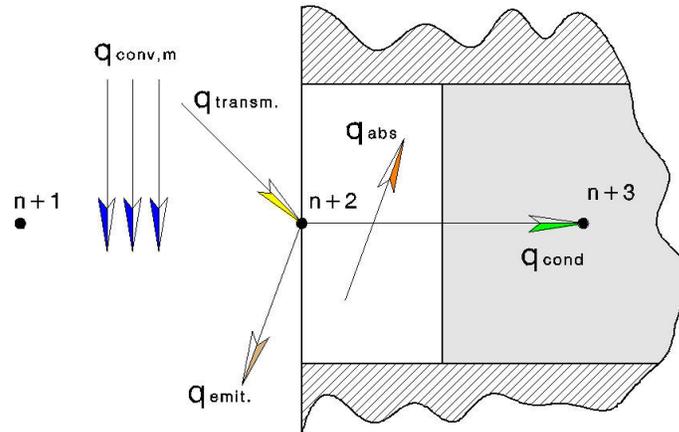


Figura 3.9: Balanço de energia em um elemento localizado no início do segundo sólido.

$$\gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_{n+2} - T_{n+2}^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(2-2)}^a + h_m \cdot (T_{n+1} - T_{n+2}) - \frac{k_2 \cdot (T_{n+2} - T_{n+3})}{\Delta x} - \varepsilon_{n+2} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{n+2}) \cdot T_{n+2} + \varpi_{sup(n+2)}, \text{ onde} \quad [3.61]$$

$$A_{n+2} \cdot T_{n+2} = B_{n+2} \cdot T_{n+3} + C_{n+2} \cdot T_{n+1} + D_{n+2} \quad [3.62]$$

$$A_{n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + h_m + \frac{k_2}{\Delta x} + \varepsilon_{n+2} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{n+2}) \quad [3.63]$$

$$B_{n+2} = \frac{k_2}{\Delta x} \quad [3.64]$$

$$C_{n+2} = h_m \quad [3.65]$$

$$D_{n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \left(\frac{\Delta x \cdot T_{n+2}^0}{2 \cdot \Delta t} \right) + q_{RAD} \cdot A_{2-2}^c + \varpi_{sup(n+2)} \quad [3.66]$$

3.1.3.6 Elemento do final do segundo sólido vítreo – Ponto 2n+2

Para a última superfície de um sistema duplo (lado interno), o balanço de energia fica de acordo com a Figura 3.10.

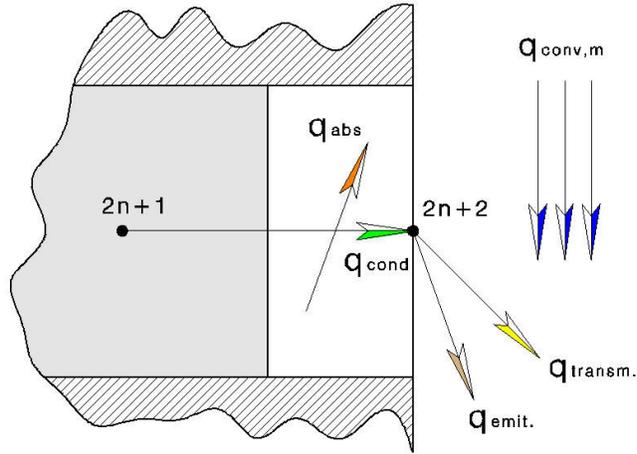


Figura 3.10: Balanço de energia em um elemento localizado no final do segundo sólido.

$$\gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_{2n+2} - T_{2n+2}^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(2-2)}^c + \frac{k_2 \cdot (T_{2n+1} - T_{2n+2})}{\Delta x} - h_{\infty,i} \cdot (T_{2n+2} - T_{int}) - \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_{2n+2} \cdot C_L(T_{2n+2}) \cdot T_{2n+2} - \epsilon_{vi,m} \cdot C_L(T_{vi,m}) \cdot T_{vi,m})] \quad , \text{ onde} \quad [3.67]$$

$$A_{2n+2} \cdot T_{2n+2} = B_{2n+2} \cdot T_{2n+1} + D_{2n+2} \quad [3.68]$$

$$A_{2n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + \frac{k_2}{\Delta x} + h_{\infty,i} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_{2n+2} \cdot C_L(T_{2n+2}))] \quad [3.69]$$

$$B_{2n+2} = \frac{k_2}{\Delta x} \quad [3.70]$$

$$D_{2n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x \cdot T_{2n+2}^0}{2 \cdot \Delta t} + q_{RAD} \cdot A_{(2-2)}^c + h_{\infty,i} \cdot T_{int} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_{vi,m} \cdot C_L(T_{vi,m}) \cdot T_{vi,m})] \quad [3.71]$$

3.1.4 Vidro triplo

Os mecanismos da transferência de calor que estão envolvidos em um sistema vítreo triplo, sem a utilização de películas e sem fenômenos de condensação em suas superfícies podem ser visualizados na Figura 3.11. Também deve ser levada em consideração a transferência de calor, tanto no ambiente externo como no interno, de radiação por ondas longas, ou seja, entre a superfície vítrea e suas vizinhanças e seus

respectivos fatores de forma. Entre cada par de sólidos, há transferência de calor de radiação por ondas longas. Entre cada par de vidros também deve ser consideradas as múltiplas reflexões.

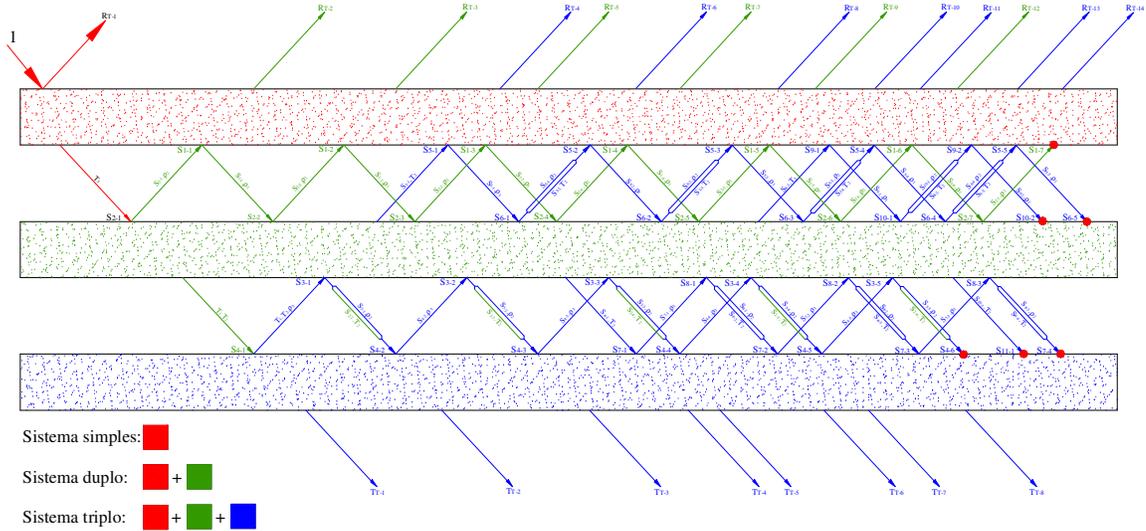


Figura 3.11: Mecanismos de transferência de calor em um sistema triplo.

3.1.4.1 Elemento de contorno – Ponto 0

O balanço de energia para o primeiro elemento em um vidro triplo é semelhante ao vidro simples (Figura 3.3), porém a equação do calor absorvido muda:

$$\gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_0 - T_0^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(1-3)}^a + h_{\infty, e} \cdot (T_{ext} - T_0) - \frac{k_1 \cdot (T_0 - T_1)}{\Delta x} - \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_0 \cdot C_L(T_0) \cdot T_0 - \epsilon_{viz} \cdot C_L(T_{ve,m}) \cdot T_{ve,m})] \quad , \text{onde} \quad [3.72]$$

$$A_0 \cdot T_0 = B_0 \cdot T_1 + D_0 \quad [3.73]$$

$$A_0 = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + h_{\infty, e} + \frac{k_1}{\Delta x} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_0 \cdot C_L(T_0))] \quad [3.74]$$

$$B_0 = \frac{k_1}{\Delta x} \quad [3.75]$$

$$D_0 = q_{RAD} \cdot A_{(1-3)}^a + \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x \cdot T_0^0}{2 \cdot \Delta t} + h_{\infty, e} \cdot T_{ext} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\epsilon_{ve,m} \cdot C_L(T_{ve,m}) \cdot T_{ve,m})] \quad [3.76]$$

3.1.4.2 Interior do primeiro, segundo e terceiro sólido – Ponto i

O balanço de energia para um elemento situado no interior do primeiro, segundo e/ou do terceiro sólido em um vidro triplo é semelhante ao balanço de energia para o interior de um vidro simples (Figura 3.4), porém a equação do calor absorvido muda:

$$\gamma_k \cdot c_k \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{T_i - T_i^0}{\Delta t} \right) = \Theta_k + \frac{k_k \cdot (T_{i-1} - T_i)}{\Delta x} - \frac{k_k \cdot (T_i - T_{i+1})}{\Delta x}, \text{ onde} \quad [3.77]$$

$$A_i \cdot T_i = B_i \cdot T_{(i-1)} + C_i \cdot T_{(i+1)} + D_i \quad [3.78]$$

$$A_i = \gamma_k \cdot c_k \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} + \frac{2 \cdot k_k}{\Delta x} \quad [3.79]$$

$$B_i = C_i = \frac{k_k}{\Delta x} \quad [3.80]$$

$$D_i = \gamma_k \cdot c_k \cdot \frac{\Delta x \cdot T_i^0}{\Delta t} + \Theta_k \quad [3.81]$$

Para $1 \leq i \leq n-1$, índice k vale 1 e

$$\Theta_k = q_{RAD} \cdot A_{(1-3)}^b \quad [3.82]$$

Para $n+3 \leq i \leq 2n+1$, índice k vale 2 e

$$\Theta_k = q_{RAD} \cdot A_{(2-3)}^b \quad [3.83]$$

Para $2n+5 \leq i \leq 3n+3$, índice k vale 3 e

$$\Theta_k = q_{RAD} \cdot A_{(3-3)}^b \quad [3.84]$$

3.1.4.3 Final do primeiro sólido – Ponto n

O balanço de energia para o último elemento do primeiro sólido em um vidro triplo é semelhante ao balanço realizado para o vidro duplo na mesma posição (Figura 3.7), porém a equação do calor absorvido muda:

$$\gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_n - T_n^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(1-3)}^c + \frac{k_1 \cdot (T_{n-1} - T_n)}{\Delta x} - h_m \cdot (T_n - T_{n+1}) - \varepsilon_n \cdot \sigma \cdot C_L(T_n) \cdot T_n + \varpi_{\text{sup}(n)}, \text{ onde} \quad [3.85]$$

$$A_n \cdot T_n = B_n \cdot T_{(n-1)} + C_n \cdot T_{(n+1)} + D_n \quad [3.86]$$

$$A_n = \gamma_1 \cdot c_1 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + \frac{k_1}{\Delta x} + h_m + \varepsilon_n \cdot \sigma \cdot C_L(T_n) \quad [3.87]$$

$$B_n = \frac{k_1}{\Delta x} \quad [3.88]$$

$$C_n = h_m \quad [3.89]$$

$$D_n = \gamma_1 \cdot c_1 \left(\frac{\Delta x \cdot T_n^0}{2 \cdot \Delta t} \right) + q_{RAD} \cdot A_{1-3}^c + \overline{\omega}_{\text{sup}(n)} \quad [3.90]$$

3.1.4.4 Elemento localizado entre as duas primeiras lâminas - Ponto n+1

Neste caso é possível utilizar o mesmo balanço utilizado para o vidro duplo nesta posição (Figura 3.8). O balanço de energia fica:

$$\gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{T_{n+1} - T_{n+1}^0}{\Delta t} \right) = h_{m,1} \cdot (T_n - T_{n+1}) - h_{m,1} \cdot (T_{n+1} - T_{n+2}) \quad [3.91]$$

, onde

$$A_{n+1} \cdot T_{n+1} = B_{n+1} \cdot T_n + C_{n+1} \cdot T_{n+2} + D_{n+1} \quad [3.92]$$

$$A_{n+1} = \gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} + 2 \cdot h_m \quad [3.93]$$

$$B_{n+1} = C_{n+1} = h_m \quad [3.94]$$

$$D_{n+1} = \gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} \cdot T_{n+1}^0 \quad [3.95]$$

3.1.4.5 Início do segundo vidro - Ponto n+2

Da mesma forma que aplicado para o vidro duplo, tem-se (Figura 3.9):

$$\gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_{n+2} - T_{n+2}^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(2-3)}^a + h_{m,1} \cdot (T_{n+1} - T_{n+2}) - \frac{k_2 \cdot (T_{n+2} - T_{n+3})}{\Delta x} - \varepsilon_{n+2} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{n+2}) \cdot T_{n+2} + \overline{\omega}_{\text{sup}(n+2)} \quad [3.96]$$

, onde

$$A_{n+2} \cdot T_{n+2} = B_{n+2} \cdot T_{n+3} + C_{n+2} \cdot T_{n+1} + D_{n+2} \quad [3.97]$$

$$A_{n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + h_{m,1} + \frac{k_2}{\Delta x} + \varepsilon_{n+2} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{n+2}) \quad [3.98]$$

$$B_{n+2} = \frac{k_2}{\Delta x} \quad [3.99]$$

$$C_{n+2} = h_{m,1} \quad [3.100]$$

$$D_{n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \left(\frac{\Delta x \cdot T_{n+2}^0}{2 \cdot \Delta t} \right) + q_{RAD} \cdot A_{2-3}^c + \overline{\omega}_{\text{sup}(n+2)} \quad [3.101]$$

3.1.4.6 Final do segundo vidro - Ponto 2n+2

Para a segunda superfície do segundo vidro em um sistema triplo, a Figura 3.12 mostra o balanço de energia.

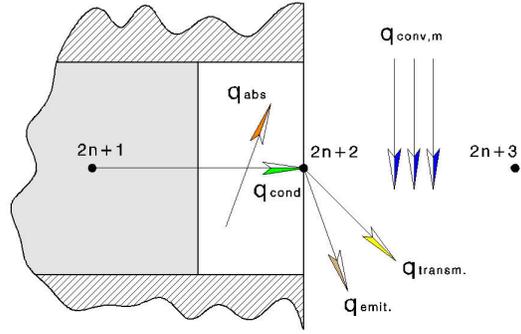


Figura 3.12: Balanço de energia em um elemento localizado no final do segundo sólido.

$$\gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_{2n+2} - T_{2n+2}^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(2-3)}^c + \frac{k_2 \cdot (T_{2n+1} - T_{2n+2})}{\Delta x} - h_{m,2} \cdot (T_{2n+2} - T_{2n+3}) - \varepsilon_{2n+2} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{2n+2}) \cdot T_{2n+2} + \varpi_{sup(2n+2)}, \text{ onde} \quad [3.102]$$

$$A_{2n+2} \cdot T_{2n+2} = B_{2n+2} \cdot T_{2n+1} + C_{2n+2} \cdot T_{2n+3} + D_{2n+2} \quad [3.103]$$

$$A_{2n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + \frac{k_2}{\Delta x} + h_{m,2} + \varepsilon_{2n+2} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{2n+2}) \quad [3.104]$$

$$B_{2n+2} = \frac{k_2}{\Delta x} \quad [3.105]$$

$$C_{2n+2} = h_{m,2} \quad [3.106]$$

$$D_{2n+2} = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot \left(\frac{\Delta x \cdot T_{2n+2}^0}{2 \cdot \Delta t} \right) + q_{RAD} \cdot A_{2-3}^c + \varpi_{sup(2n+2)} \quad [3.107]$$

3.1.4.7 Elemento localizado entre as duas últimas lâminas - Ponto 2n+3

Entre as duas últimas lâminas, o balanço fica conforme Figura 3.13.

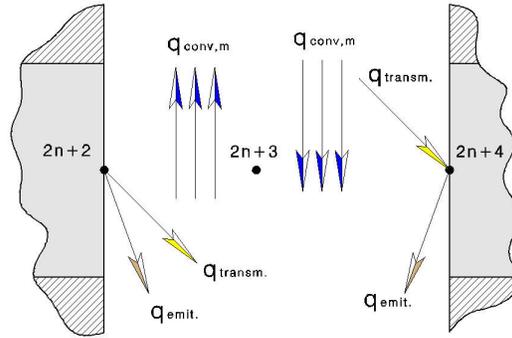


Figura 3.13: Balanço de energia em um elemento localizado entre os dois últimos sólidos.

$$\gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{T_{2n+3} - T_{2n+3}^0}{\Delta t} \right) = h_{m,2} \cdot (T_{2n+2} - T_{2n+3}) - h_{m,2} \cdot (T_{2n+3} - T_{2n+4}) \quad [3.108]$$

, onde

$$A_{2n+3} \cdot T_{2n+3} = B_{2n+3} \cdot T_{2n+2} + C_{2n+3} \cdot T_{2n+4} + D_{2n+3} \quad [3.109]$$

$$A_{2n+3} = \gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} + 2 \cdot h_{m,2} \quad [3.110]$$

$$B_{2n+3} = C_{2n+3} = h_m \quad [3.111]$$

$$D_{2n+3} = \gamma_{fi} \cdot c_{v,fi} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} \cdot T_{2n+3}^0 \quad [3.112]$$

3.1.4.8 Início do terceiro vidro - Ponto 2n+4

Para a primeira superfície da terceira lâmina de um vidro triplo, tem-se:

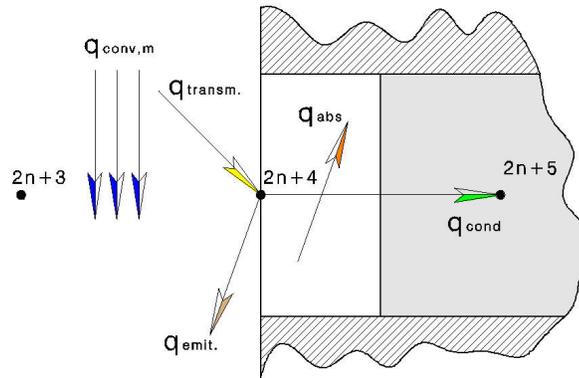


Figura 3.14: Balanço de energia no início do terceiro anteparo.

$$\gamma_3 \cdot c_3 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_{2n+4} - T_{2n+4}^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(3-3)}^a + h_{m,2} \cdot (T_{2n+3} - T_{2n+4}) - \frac{k_3 \cdot (T_{2n+4} - T_{2n+5})}{\Delta x} - \varepsilon_{2n+4} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{2n+4}) \cdot T_{2n+4} + \bar{\omega}_{sup(2n+4)} \quad [3.113]$$

, onde

$$A_{2n+4} \cdot T_{2n+4} = B_{2n+4} \cdot T_{2n+5} + C_{2n+4} \cdot T_{2n+3} + D_{2n+4} \quad [3.114]$$

$$A_{2n+4} = \gamma_3 \cdot c_3 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + h_{m,2} + \frac{k_3}{\Delta x} + \varepsilon_{2n+4} \cdot \sigma \cdot C_L(T_{2n+4}) \quad [3.115]$$

$$B_{2n+4} = \frac{k_3}{\Delta x} \quad [3.116]$$

$$C_{2n+4} = h_{m,2} \quad [3.117]$$

$$D_{2n+4} = \gamma_3 \cdot c_3 \cdot \left(\frac{\Delta x \cdot T_{2n+4}^0}{2 \cdot \Delta t} \right) + q_{RAD} \cdot A_{3-3}^c + \bar{\omega}_{sup(2n+4)} \quad [3.118]$$

3.1.4.9 Final do terceiro vidro - Ponto 3n+4

Finalmente, para a última superfície de um sistema triplo, o balanço de energia pode ser visualizado pela Figura 3.15.

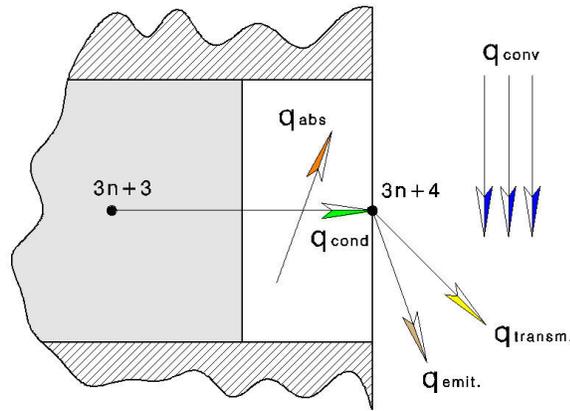


Figura 3.15: Balanço de energia no final do terceiro anteparo..

$$\gamma_3 \cdot c_3 \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot \left(\frac{T_{3n+4} - T_{3n+4}^0}{\Delta t} \right) = q_{RAD} \cdot A_{(3-3)}^c + \frac{k_3 \cdot (T_{3n+3} - T_{3n+4})}{\Delta x} - h_{\infty,i} \cdot (T_{3n+4} - T_{int}) - \quad [3.119]$$

$$- \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\varepsilon_{3n+4} \cdot C_L(T_{3n+4}) \cdot T_{3n+4} - \varepsilon_{vi,m} \cdot C_L(T_{vi,m}) \cdot T_{vi,m})] \quad , \text{ onde}$$

$$A_{3n+4} \cdot T_{3n+4} = B_{3n+4} \cdot T_{3n+3} + D_{3n+4} \quad [3.120]$$

$$A_{3n+4} = \gamma_3 \cdot c_3 \cdot \frac{\Delta x}{2 \cdot \Delta t} + \frac{k_3}{\Delta x} + h_{\infty,i} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\varepsilon_{3n+4} \cdot C_L(T_{3n+4}))] \quad [3.121]$$

$$B_{3n+4} = \frac{k_3}{\Delta x} \quad [3.122]$$

$$D_{3n+4} = \gamma_3 \cdot c_3 \cdot \frac{\Delta x \cdot T_{3n+4}^0}{2 \cdot \Delta t} + q_{RAD} \cdot A_{(3-3)}^c + h_{\infty,i} \cdot T_{int} + \sigma \cdot \sum_0^m [F_m \cdot (\varepsilon_{vi,m} \cdot C_L(T_{vi,m}) \cdot T_{vi,m})] \quad [3.123]$$

3.2 O uso de películas de baixa emissividade

Para o uso de películas de baixa emissividade, ou seletivas, pode-se utilizar o mesmo modelo matemático discretizado nos tópicos anteriores, desde que sejam realizadas algumas considerações, que serão discutidas para cada caso nos tópicos abaixo. As propriedades para a absorção de calor na película devem ser calculadas, para a película, com a transmissividade e refletividade da mesma, discutida no capítulo anterior. São estas propriedades que tornam a película seletiva para a passagem de calor.

3.2.1 Vidro simples

Para o caso de um sistema simples operando com uma película seletiva, utiliza-se o modelo de vidro duplo, onde uma das lâminas representa a película com suas propriedades específicas e a interface entre o vidro e a película, que no modelo é considerado como sendo ar, deve ter propriedades de densidade e calor específico tendendo a zero e o coeficiente de película tendendo ao infinito, para que o sistema entenda que, apesar de haver um espaçamento entre as lâminas, a condução de calor seja instantânea e este espaçamento seja desprezível em termos de transferência de calor (película unida ao vidro, conforme Figura 3.16).

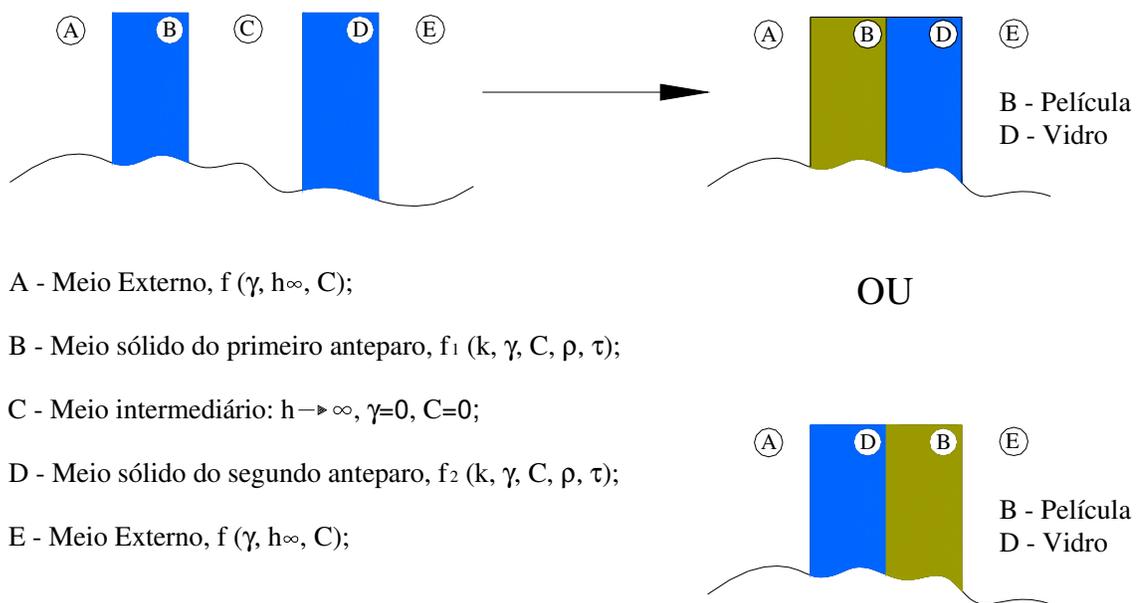


Figura 3.16: Modelo de vidro duplo para uso em simulações de vidro simples com película

3.2.2 Vidro duplo

Para o caso de um sistema duplo operando com uma película seletiva, pode ser utilizado o modelo de vidro triplo, onde uma das lâminas representa a película e as demais lâminas representam o vidro. Da mesma maneira que no vidro simples com película, uma das interfaces deve ter propriedades de coeficiente de película tendendo ao infinito e as propriedades do fluido como sendo zero, de maneira a induzir o efeito de união entre duas lâminas (vidro e película).

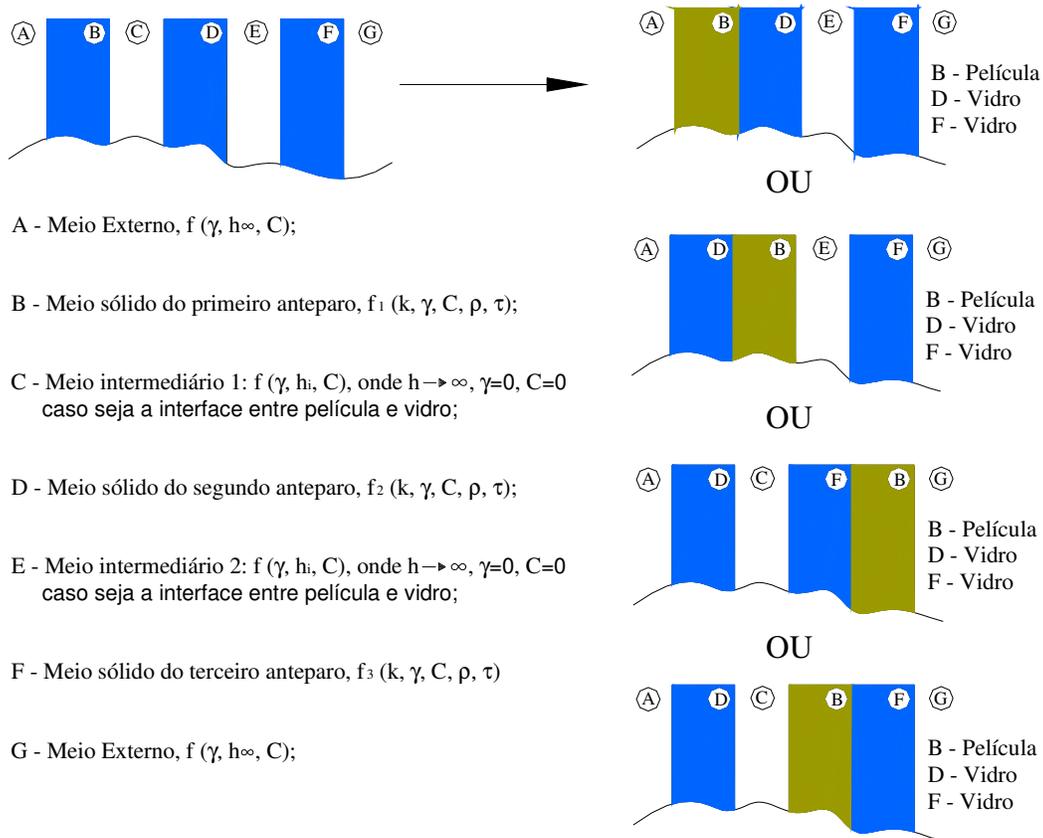


Figura 3.17: Modelo de vidro triplo para uso em simulações de vidro duplo com película

3.3 O Método TDMA (Algoritmo de Thomas)

Após possuímos as equações para todos os pontos de interesse no sistema, tem-se de descobrir as temperaturas. Isto só é possível se aplicarmos algum modelo de cálculo para trabalharmos com equações. Dentre os vários métodos existentes, o mais utilizado atualmente é o método TDMA (*Tri Diagonal Matrix Algorithm*) ou também conhecido como algoritmo de Thomas.

$$P_1 = -\frac{B_1}{A_1} \quad [3.129]$$

$$Q_1 = -\frac{D_1}{A_1} \quad [3.130]$$

Para o outro volume de controle de fronteira, na esquerda (volume N), sabe-se que a equação aproximada não poderá depender da variável à direita. Logo, B_N deverá ser zero, pela Equação 3.127, o que resulta, pela Equação 3.125, em

$$T_N = Q_N \quad [3.131]$$

O método TDMA é um método usado intensivamente na área numérica, dada sua facilidade de implementação e boas características de convergência.

O algoritmo para aplicar o método TDMA pode ser resumido por:

- a) Estimar o campo de variáveis iniciais;
- b) Calcular P_1 e Q_1 através das Equações 3.129 e 3.130;
- c) Calcular todos P_m e Q_m , com m de 2 até N usando Equações 3.127 e 3.128;
- d) Fazer $T_N = Q_N$;
- e) Calcular as variáveis para os pontos N-1 até 1 usando a Equação 3.126;
- f) Checar a convergência. Não sendo satisfeito o critério, repetir ou alternar a direção.

Capítulo 4

Resultados

Com base no modelo numérico apresentado no capítulo anterior, foi desenvolvido no LST – Laboratório de Sistemas Térmicos, localizado na Pontifícia Universidade Católica do Paraná – um algoritmo em C++ Builder, denominado Vitreous-LST, para o cálculo do perfil de temperatura no interior do sistema vítreo e para o cálculo do SHGC do sistema. Esse algoritmo foi utilizado para gerar os resultados mostrados neste capítulo, o qual é dividido em duas partes principais, sendo a primeira para verificação do modelo – partindo desde a condução pura, a absorção pura, a convecção combinada com a condução até simulações envolvendo vidro duplo e triplo se comportando como vidro simples e comparando estes resultados para a verificação dos parâmetros ópticos do sistema – e a segunda onde é realizada as simulações com vidros simples, duplos e triplos, comparando os campos de temperatura, os SHGC's e ainda um estudo de caso envolvendo um coletor solar operando com um sistema vítreo simples e duplo. Nestas simulações serão comparados os resultados deste estudo com os resultados obtidos considerando que a absorção de calor não varia ao longo da espessura do sistema, a fim de se levantar qual a relevância deste estudo em relação aos métodos usuais. Outra análise é a influência das películas de baixa emissividade no sistema e como estas reduzem o SHGC e a temperatura na superfície interna do sistema.

4.1 Dados de Entrada

Para as simulações onde o regime transiente é aplicado, os padrões de

temperatura e radiação incidente variam conforme a Figura 4.1, apresentando temperatura externa variando em $32^{\circ}\text{C} \pm 8^{\circ}\text{C}$ e radiação solar máxima de 783 W/m^2 , de maneira a tornar as simulações mais próximas a realidade ambiental de um dia de verão, onde os vidros possuem aplicações críticas. É importante ressaltar que estes valores são normalizados e para todas as aplicações foi considerada a incidência normal. Nos demais casos onde são utilizados regimes permanentes, as condições são apresentadas em tabelas a parte. As temperaturas iniciais no sistema em toda a sua espessura são equivalentes a temperatura média entre o ambiente externo e interno. Foi utilizado ainda como dado de entrada um fator de forma na ordem de 0,2. Este valor foi arbitrado por ser o mais comum em alguns ambientes, mas pode variar conforme a situação a ser estudada. Os coeficientes de película utilizados como dados de entrada para a maior parte das simulações foi de $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $15 \text{ W/m}^2\text{K}$ para o ambiente interno e externo, respectivamente, e foram obtidos seguindo as correlações apresentadas no Capítulo 2 para velocidades do ar de $0,3 \text{ m/s}$ para o interior e $2,75 \text{ m/s}$ para o ambiente externo (ISO, 2002). O passo tempo utilizado foi de 360 segundos (6 minutos), visto a resolução dos resultados ficar comprometida com passos tempo superiores e visto o tempo de processamento ficar comprometido com passos tempo inferiores (muito tempo de processamento). É importante ressaltar que, mesmo com passos tempo superiores (por exemplo 1 hora), a precisão do modelo não é afetada.

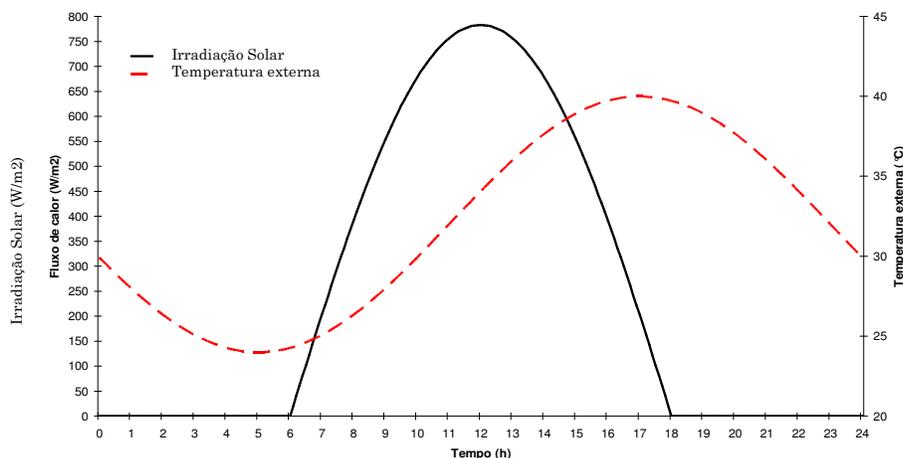


Figura 4.1: Variação da temperatura externa e da irradiância solar incidente durante 24h

4.2 Verificação do modelo

A verificação é dividida em etapas. Primeiramente faz-se uma análise do

comportamento do material submetido a alguns mecanismos isolados de transferência de calor para a verificação da parte do modelo matemático. Posteriormente, analisa-se a parte do modelo matemático referente a parte óptica por meio de uma simulação de um sistema simples, e a verificação de cada lâmina do duplo e triplo considerando que as demais possuem condutividade térmica e coeficiente de película tendendo ao infinito, refletividade e emissividade iguais a zero e transmissividade iguais a 1. Assim, o campo de temperatura no interior de cada material deve ser igual a de um vidro simples sob as mesmas condições de contorno e de mesma espessura e propriedades físicas.

4.2.1 Condução de calor em um vidro simples

Neste caso, foram utilizados coeficientes de convecção tendendo ao infinito, para mostrar o comportamento apenas da condução de calor, sem a interferência da convecção de calor dos dois ambientes. Nota-se que a reta na Figura 4.2 corresponde a da condução de calor, visto variar linearmente entre os valores de temperatura interna e externa, considerando as propriedades termofísicas constantes com a temperatura. Os dados de entrada desta simulação podem ser visualizados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Dados de entrada para a simulação de condução de calor

1. Temp. Externa	40	[°C]	11. Densidade	2200	[kg/m ³]
2. Temp Interna	20	[°C]	12. Calor Específico	835	[J/kg.K]
3. Tempo de Simulação	24	[h]	13. Condutividade Térmica	1,4	[W/m.K]
4. Passo de Tempo	360	[s]	14. Número de elementos (nós)	200	
5. Fluxo de radiação solar	0	[W/m ²]	15. Convecção Externa.	99999	[W/m ² .K]
6. Emissividade	0,84		16. Convecção Interna	99999	[W/m ² .K]
7. Refletividade das superfícies	0,15		17. Condições ambientais transientes	Não	
8. Transmitância do material	0,26		18. Número de vizinhos externos	0	
9. Absorção constante	Sim		19. Número de vizinhos internos	0	
10. Espessura do material	0,012	[m]			

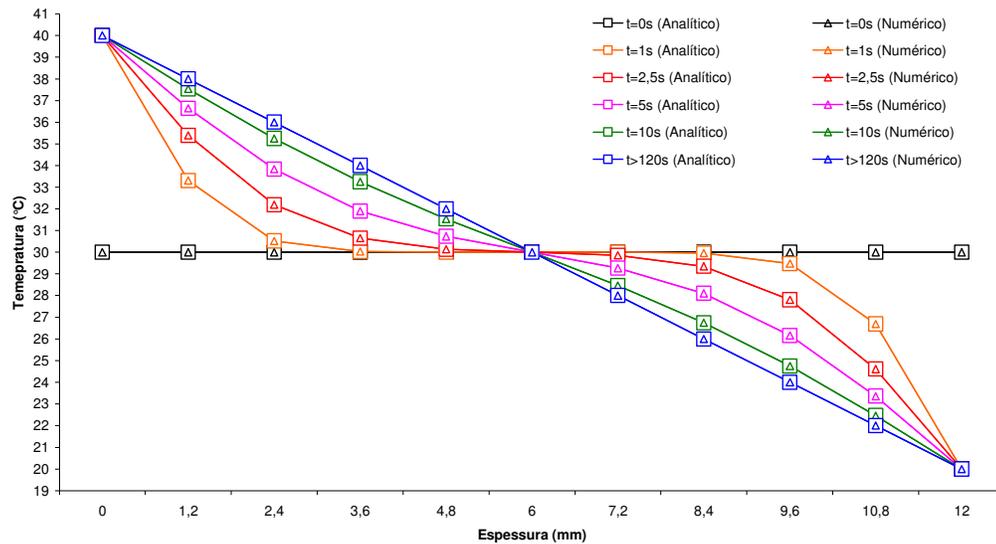


Figura 4.2: Perfil de temperatura no interior do material devido a condução de calor

Como pode ser observado na Figura 4.2, a solução numérica para este problema é idêntica a solução analítica. A solução analítica para este problema é dado por Carslaw e Jaeger (página 100, equação 1, 1959).

4.2.2 Condução combinada com convecção de calor em um vidro simples

Nesta simulação, foram utilizados os mesmos parâmetros da condução mostrada anteriormente, porém, os coeficientes de convecção foram atualizados para os valores padrão, ou seja, $15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ na parte externa do sistema e $5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ no ambiente interno.

Tabela 4.2: Dados de entrada para a simulação de condução e convecção de calor

1.	Temp. Externa	40	[°C]	10.	Densidade	2200	[kg/m ³]
2.	Temp Interna	20	[°C]	11.	Calor Específico	835	[J/kg.K]
3.	Tempo de Simulação	24	[h]	12.	Condutividade Térmica	1,4	[W/m.K]
4.	Passo de Tempo	360	[s]	13.	Número de elementos (nós)	200	
5.	Fluxo de radiação solar	0	[W/m ²]	14.	Convecção Externa.	15	[W/m ² .K]
6.	Emissividade	0,84		15.	Convecção Interna	5	[W/m ² .K]
7.	Refletividade das superfícies	0,15		16.	Condições ambientais transientes	Não	
8.	Transmitância do material	0,26		17.	Número de vizinhos externos	0	
9.	Espessura do material	0,012	[m]	18.	Número de vizinhos internos	0	

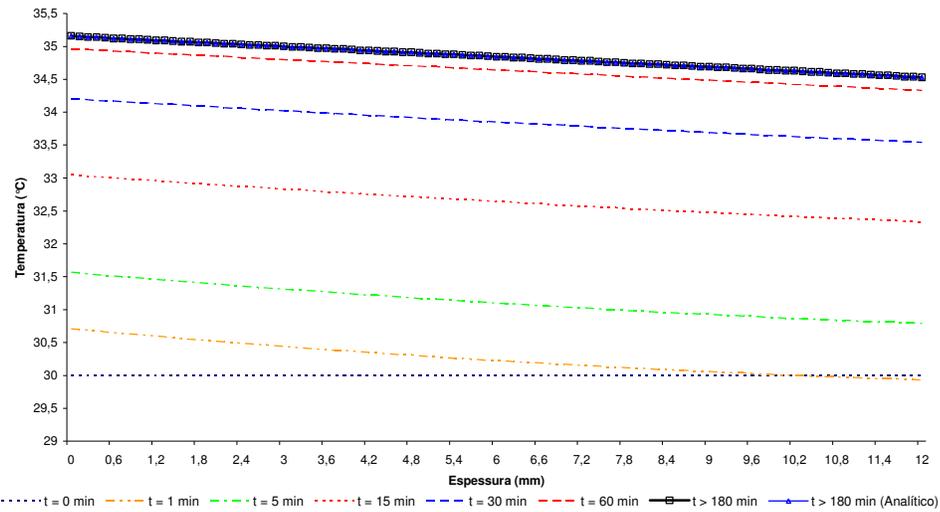


Figura 4.3: Perfil de temperatura no material devido a condução e convecção de calor

Para esta simulação, não há solução analítica para o regime transiente. Para o regime permanente, a solução analítica pode ser obtida através das Equações 4.1 e 4.2, e coincide com o resultado numérico quando em regime permanente, como pode ser observado na primeira linha da Figura 4.3 (as duas linhas estão sobrepostas).

$$T_{sup,ext} = T_{ext} - \frac{\phi}{h_{ext}} \quad [4.1]$$

$$T_{sup,int} = T_{int} - \frac{\phi}{h_{int}} \quad [4.2]$$

Onde

$$\phi = \frac{(T_{ext} - T_{int})}{R} \quad [4.3]$$

$$R = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{int}} \quad [4.4]$$

4.2.3 Absorção de calor em um vidro simples

Para a simulação da absorção de calor no interior do material foram considerados coeficientes de convecção tendendo ao infinito, para impor as temperaturas das superfícies (condição de contorno de Dirichlet) e mantê-las com o mesmo valor do ambiente interno e externo. As temperaturas interna e externa foram fixadas no mesmo valor, para que se pudesse ser observado a simetria no perfil de temperatura. Na Figura 4.4 pode-se observar o perfil de temperatura no interior do material.

Tabela 4.3: Dados de entrada para a simulação de absorção de calor

1. Temp. Externa	25	[°C]	8. Transmitância do material	0,001
2. Temp Interna	25	[°C]	9. Espessura do material	0,012 [m]
3. Tempo de Simulação	24	[h]	10. Densidade	2200 [kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360	[s]	11. Calor Específico	835 [J/kg.K]
5. Fluxo de radiação solar	3000	[W/m ²]	12. Condutividade Térmica	1,4 [W/m.K]
6. Emissividade	0,001		13. Convecção Externa.	99999 [W/m ² .K]
7. Refletividade das superfícies	0,001		14. Convecção Interna	99999 [W/m ² .K]

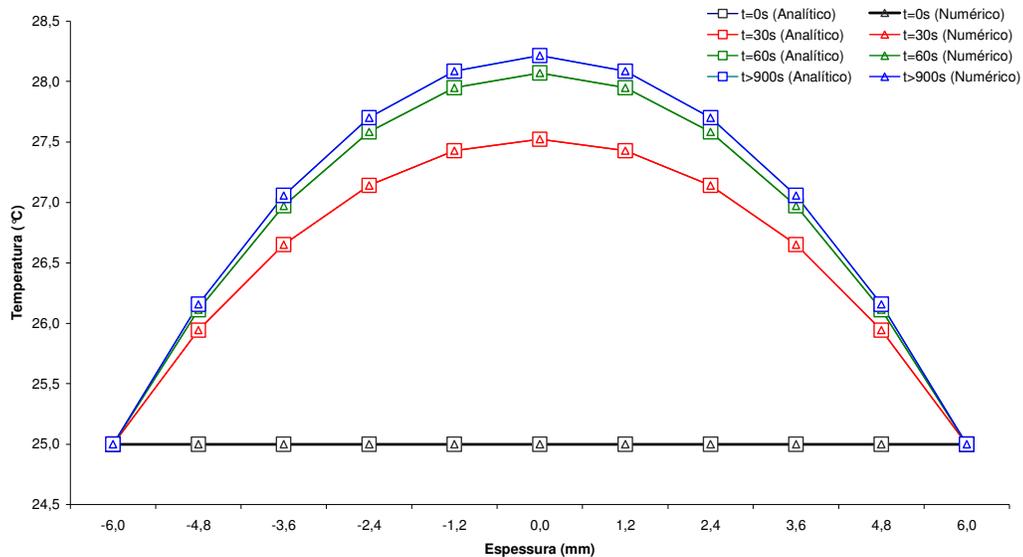


Figura 4.4: Perfil de temperatura no material devido a absorção de calor uniforme

A Figura 4.4 mostra que a solução numérica para este caso é idêntica a solução analítica, e sua expressão é dada por Carslaw e Jaeger (página 130, equação 7, 1959).

De maneira a comparar a simulação considerando absorção uniforme e não uniforme, pode-se verificar na Figura 4.5 a diferença encontrada, considerando os dados de entrada da Tabela 4.3, com exceção da convecção externa e interna, que foi atribuído como sendo 15W/m²K e 5W/m²K respectivamente, e da irradiação solar de 783W/m².

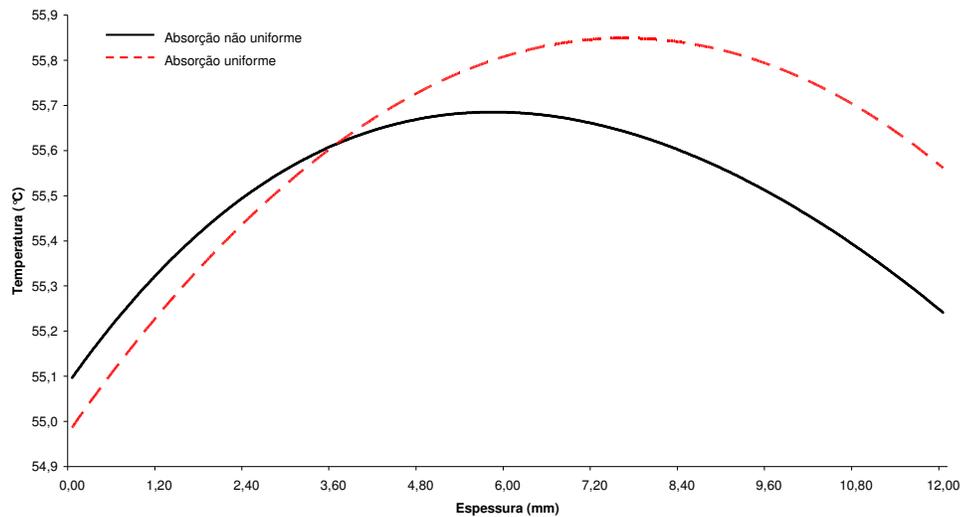


Figura 4.5: Perfis de temperatura devido à absorção de calor uniforme e não-uniforme.

4.2.4 Verificação do vidro duplo

Para ser possível verificar o comportamento do modelo dos sistemas duplo e triplo em relação as propriedades ópticas, é necessário haver um padrão para a comparação de resultados. Inicialmente é realizada uma simulação do vidro simples e, logo em seguida, vidros duplos e triplos com algumas peculiaridades para que cada lâmina se comporte como um vidro simples, ou seja, as transmissividades dos vidros que não são simulados devem ser iguais a 1, suas condutividades térmicas e coeficientes de transferência de calor por convecção intermediários devem tender ao infinito. As propriedades físicas do fluido intermediário devem ser iguais a zero. Para o vidro simples, tem-se:

Tabela 4.4: Dados de entrada para a simulação de vidro simples para verificação

1. Temp. Externa	25	[°C]	9. Absorção constante	Não	
2. Temp Interna	25	[°C]	10. Espessura do material	0,012	[m]
3. Tempo de Simulação	24	[h]	11. Densidade	2200	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360	[s]	12. Calor Específico	835	[J/kg.K]
5. Fluxo de radiação solar	750	[W/m ²]	13. Condutividade Térmica	1,4	[W/m.K]
6. Emissividade	0,84		14. Convecção Externa.	15	[W/m ² .K]
7. Refletividade das superfícies	0,15		15. Convecção Interna	5	[W/m ² .K]
8. Transmitância do material	0,26		16. Condições ambientais transientes	Não	

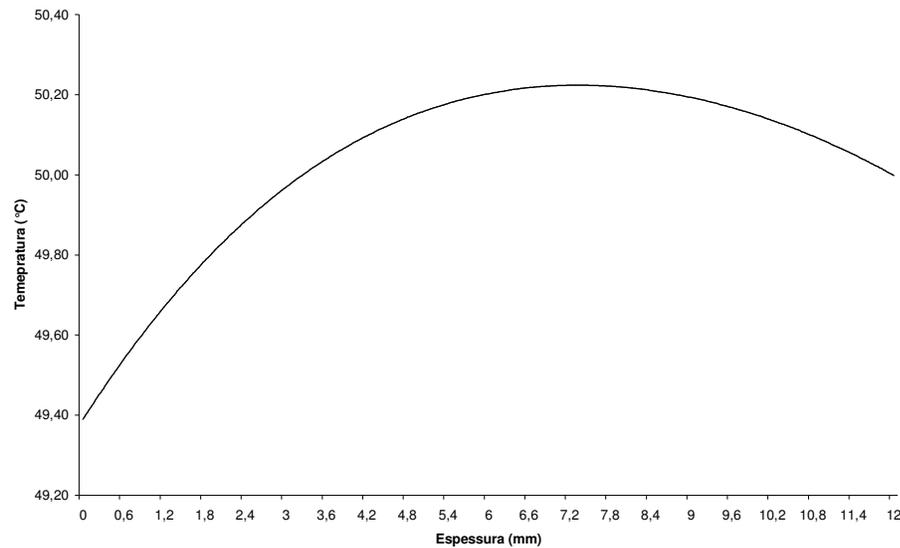


Figura 4.6: Perfil de temperatura em um vidro simples para verificação.

De maneira a tornar possível a comparação entre as lâminas do sistema duplo com o simples, a Tabela 4.5 mostra alguns valores para posterior comparação.

Tabela 4.5: Resultado da simulação de vidro simples para verificação

Espessura (mm)	0	1,2	2,4	3,6	4,8	6	7,2	8,4	9,6	10,8	12
Temperatura (°C)	49,39	49,67	49,88	50,04	50,14	50,20	50,22	50,21	50,17	50,10	50,00

Os dados de entrada para um sistema duplo encontram-se nas Tabelas 4.6 e 4.7.

Tabela 4.6: Entrada para a simulação da 1ª lâmina de um vidro duplo (verificação)

1. Temp. Externa	25	[°C]	17. Densidade do Vidro 1	2200	[kg/m ³]
2. Temp Interna	25	[°C]	18. Densidade do Vidro 2	0	[kg/m ³]
3. Tempo de Simulação	24	[h]	19. Densidade do Fluido	0	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360	[s]	20. Calor específico do Vidro 1	835	[J/kg.K]
5. Fluxo de radiação solar	750	[W/m ²]	21. Calor específico do Vidro 2	0	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,84		22. Calor Específico do fluido	0	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,00		23. Condutividade térmica do Vidro 1	1,4	[W/m.K]
8. Refletividade Vidro 1	0,15		24. Condutividade térmica do Vidro 2	99999	[W/m.K]
9. Refletividade Vidro 2	0,00		25. Condutividade térmica do fluido	99999	[W/m.K]
10. Transmitância Vidro 1	0,26		26. Convecção externa	15	[W/m ² .K]
11. Transmitância Vidro 2	1,00		27. Convecção interna	5	[W/m ² .K]
12. Absorção constante	Não		28. Convecção intermediária	99999	[W/m ² .K]
13. Espessura do Vidro 1	0,012	[m]	29. Condições ambientais transientes	Não	
14. Espessura do Vidro 2	0,012	[m]	30. Número de vizinhos externos	0	
15. Distância entre vidros	0,002	[m]	31. Número de vizinhos internos	0	
16. Número de elementos (nós)	200		32. Altura do Vidro	1,5	[m]

Tabela 4.7: Entrada para a simulação da 2ª lâmina de um vidro duplo (verificação)

1. Temp. Externa	25	[°C]	17. Densidade do Vidro 1	0	[kg/m ³]
2. Temp Interna	25	[°C]	18. Densidade do Vidro 2	2200	[kg/m ³]
3. Tempo de Simulação	24	[h]	19. Densidade do Fluido	0	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360	[s]	20. Calor específico do Vidro 1	0	[J/kg.K]
5. Fluxo de radiação solar	750	[W/m ²]	21. Calor específico do Vidro 2	835	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,00		22. Calor Específico do fluido	0	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,84		23. Condutividade térmica do Vidro 1	99999	[W/m.K]
8. Refletividade Vidro 1	0,00		24. Condutividade térmica do Vidro 2	1,4	[W/m.K]
9. Refletividade Vidro 2	0,15		25. Condutividade térmica do fluido	99999	[W/m.K]
10. Transmitância Vidro 1	1,00		26. Convecção externa	15	[W/m ² .K]
11. Transmitância Vidro 2	0,26		27. Convecção interna	5	[W/m ² .K]
12. Absorção constante	Não		28. Convecção intermediária	99999	[W/m ² .K]
13. Espessura do Vidro 1	0,012	[m]	29. Condições ambientais transientes	Não	
14. Espessura do Vidro 2	0,012	[m]	30. Número de vizinhos externos	0	
15. Distância entre vidros	0,002	[m]	31. Número de vizinhos internos	0	
16. Número de elementos (nós)	200		32. Altura do Vidro	1,5	[m]

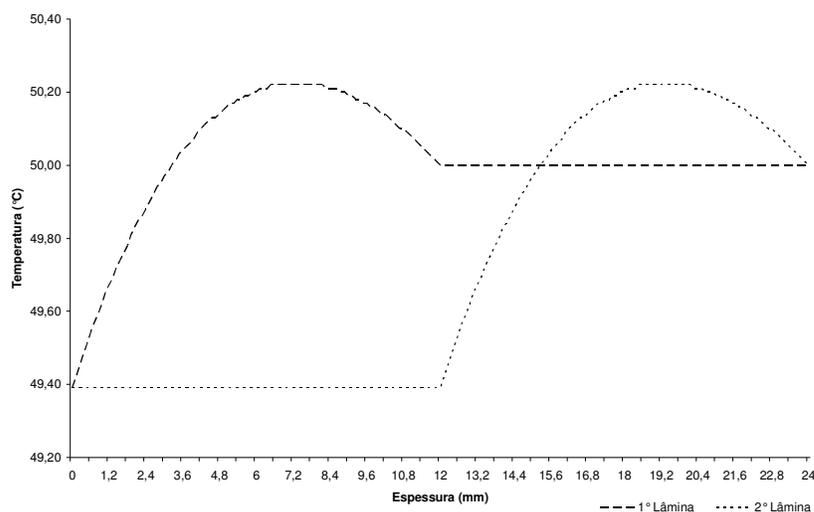


Figura 4.7: Perfil de temperatura em vidro duplo para verificação (1ª e 2ª lâminas)

Tabela 4.8: Resultado da simulação da 1ª e 2ª lâmina de vidro duplo para verificação

Espessura (mm)	0	1,2	2,4	3,6	4,8	6	7,2	8,4	9,6	10,8	12
1ª Lâmina (°C)	49,39	49,67	49,88	50,04	50,14	50,20	50,22	50,21	50,17	50,10	50,00
2ª Lâmina (°C)	49,39	49,67	49,88	50,04	50,14	50,20	50,22	50,21	50,17	50,10	50,00

Como pode ser comparado entre a Tabela 4.5 e a Tabela 4.8, os valores de temperatura no interior de cada lâmina de vidro são idênticos.

4.2.5 Verificação do vidro triplo

Os principais valores para um sistema triplo (1ª, 2ª e 3ª lâminas) encontram-se na Tabela 4.9. De maneira a evitar a inclusão de dados repetidos, as transmissividades dos vidros que não são simulados devem ser iguais a 1, suas condutividades térmicas e

coeficientes de convecção intermediários devem tender ao infinito, assim como a condutividade térmica dos fluidos intermediários. As propriedades físicas do fluido intermediário devem ser iguais a zero, assim como a emissividade e a refletividade dos vidros que não estão sendo analisados. A Tabela 4.9 mostra os valores da 1ª lâmina.

Tabela 4.9: Entrada para a simulação da 1ª lâmina de um vidro triplo (verificação)

1. Temp. Externa	25	[°C]	20. Densidade do Vidro 1	2200	[kg/m ³]
2. Temp Interna	25	[°C]	21. Densidade do Vidro 2	0	[kg/m ³]
3. Tempo de Simulação	24	[h]	22. Densidade do Vidro 3	0	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360	[s]	23. Densidade do Fluido	0	[kg/m ³]
5. Fluxo de radiação solar	750	[W/m ²]	24. Calor específico do Vidro 1	835	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,84		25. Calor específico do Vidro 2	0	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,00		26. Calor específico do Vidro 3	0	[J/kg.K]
8. Emissividade Vidro 3	0,00		27. Calor Específico do fluido	0	[J/kg.K]
9. Refletividade Vidro 1	0,15		28. Condutividade térmica do Vidro 1	1,4	[W/m.K]
10. Refletividade Vidro 2	0,00		29. Condutividade térmica do Vidro 2	99999	[W/m.K]
11. Refletividade Vidro 3	0,00		30. Condutividade térmica do Vidro 3	99999	[W/m.K]
12. Transmitância Vidro 1	0,26		31. Condutividade térmica do fluido	99999	[W/m.K]
13. Transmitância Vidro 2	1,00		32. Convecção externa	15	[W/m ² .K]
14. Transmitância Vidro 3	1,00		33. Convecção interna	5	[W/m ² .K]
15. Espessura do Vidro 1	0,012	[m]	34. Convecção intermediária	99999	[W/m ² .K]
16. Espessura do Vidro 2	0,012	[m]	35. Condições ambientais transientes	Não	
17. Espessura do Vidro 3	0,012	[m]	36. Número de vizinhos externos	0	
18. Distância entre vidros	0,002	[m]	37. Número de vizinhos internos	0	
19. Número de elementos (nós)	200		38. Altura do Vidro	1,5	[m]

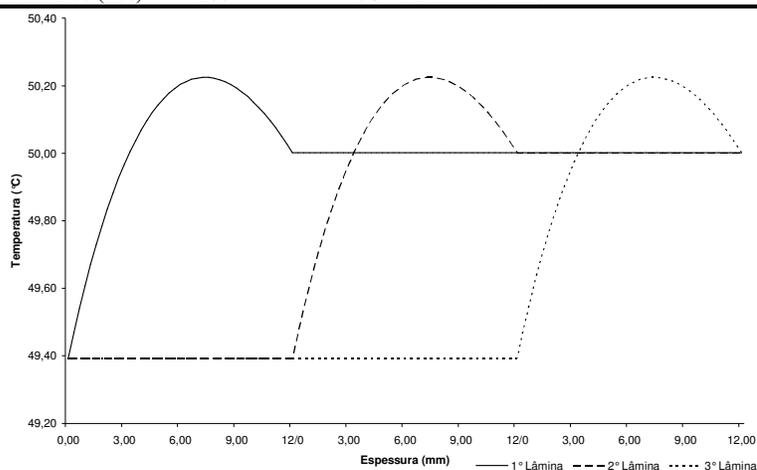


Figura 4.8: Perfil de temperatura em vidro triplo para verificação (1ª, 2ª e 3ª lâminas)

Tabela 4.10: Resultado da simulação da 1ª, 2ª e 3ª lâmina de vidro triplo para verificação

Espessura (mm)	0	1,2	2,4	3,6	4,8	6	7,2	8,4	9,6	10,8	12
1º Lâmina (°C)	49,39	49,67	49,88	50,04	50,14	50,20	50,22	50,21	50,17	50,10	50,00
2º Lâmina (°C)	49,39	49,67	49,88	50,04	50,14	50,20	50,22	50,21	50,17	50,10	50,00
3º Lâmina (°C)	49,39	49,67	49,88	50,04	50,14	50,20	50,22	50,21	50,17	50,10	50,00

Comparando os resultados obtidos e expressos nas Tabelas 4.5 e a 4.10, os valores de temperatura no interior de cada lâmina de vidro são idênticos, provando que o modelo está coerente e válido para o uso em sistemas triplos.

4.3 Simulações de sistemas sem películas de baixa emissividade

As simulações em sistemas simples, duplos e triplos sem película de baixa emissividade possuem condições internas e externas iguais, mesmo material vítreo e espessura de material iguais, ou seja, para comparar com um vidro simples de 12mm, foi simulado um vidro duplo com espessura de 6mm em cada lâmina e no vidro triplo lâminas de 4mm, com espaçamento de 2mm entre cada lâmina. Cada tipo de sistema foi analisado sob 4 diferentes aspectos, sendo eles o coeficiente de ganho de calor solar (ou SHGC), o fluxo de calor, o perfil de temperatura no interior do material vítreo (obtido ao meio dia, devido a ser o horário com maior incidência de radiação solar) e por fim a análise do erro obtido entre o modelo com absorção de calor não uniforme (modelo deste trabalho) e os modelos com absorção de calor uniforme (amplamente utilizado pela literatura), de maneira a verificar qual o erro induzido por tal aproximação. Em todas as simulações realizadas, foram utilizados vidros com alta absorção de calor e com pouca transmissibilidade de calor (mais escuros), de forma a ficar mais evidente o comportamento da absorção de calor entre os métodos estudados.

4.3.1 Vidro Simples

Para um sistema simples, foi simulado com os seguintes parâmetros de entrada:

Tabela 4.11: Parâmetro de entrada para a simulação de um sistema vítreo simples

1. Temp. Externa	Vide Figura 4.1	11. Densidade	2200	[kg/m ³]
2. Temp Interna	20 [°C]	12. Calor Específico	835	[J/kg.K]
3. Tempo de Simulação	24 [h]	13. Condutividade Térmica	1,4	[W/m.K]
4. Passo de Tempo	360 [s]	14. Número de elementos (nós)	200	
5. Fluxo de radiação solar	Vide Figura 4.1	15. Convecção Externa.	15	[W/m ² .K]
6. Emissividade	0,84	16. Convecção Interna	5	[W/m ² .K]
7. Refletividade das superfícies	0,15	17. Condições ambientais transientes	Sim	
8. Transmitância do material	0,26	18. Número de vizinhos externos	1 →	@ 35°C
9. Absorção constante	Não	19. Número de vizinhos internos	1 →	@ 20°C
10. Espessura do material	0,012 [m]	20. Fator de Forma (int. e Ext.)	0,2	

Gerando os seguintes resultados:

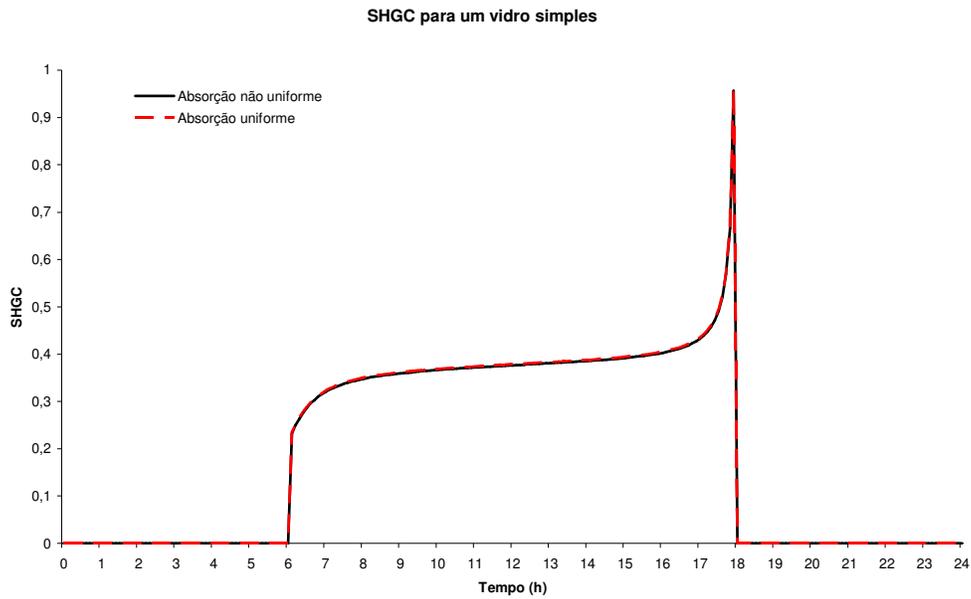


Figura 4.9: Coeficiente de ganho de calor solar versus tempo para um sistema simples

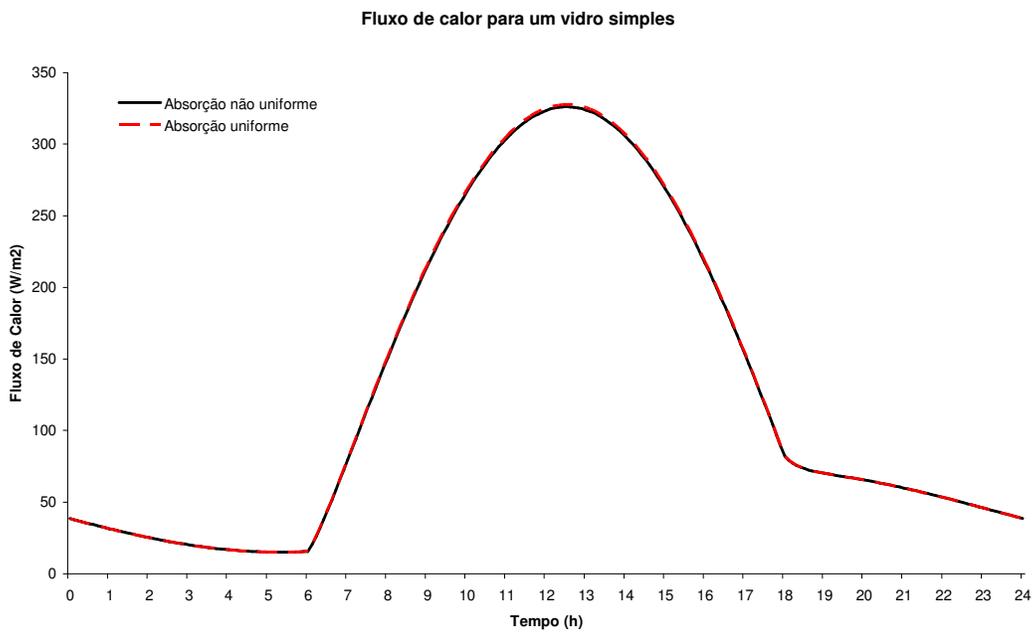


Figura 4.10: Fluxo de calor versus tempo para um sistema simples

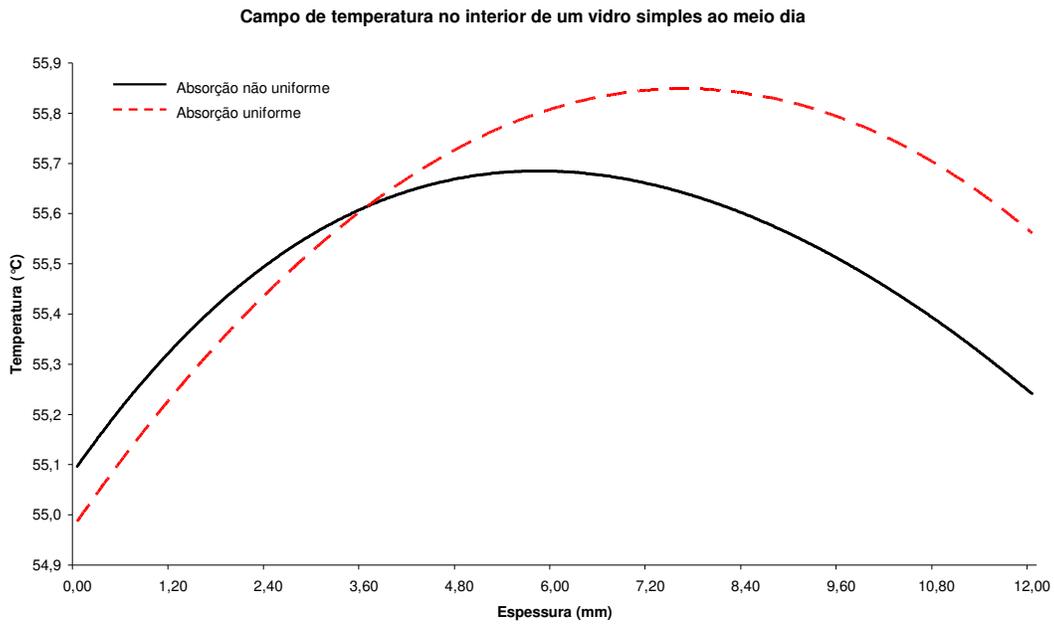


Figura 4.11: Perfil de temperatura no interior de um sistema simples ao meio dia

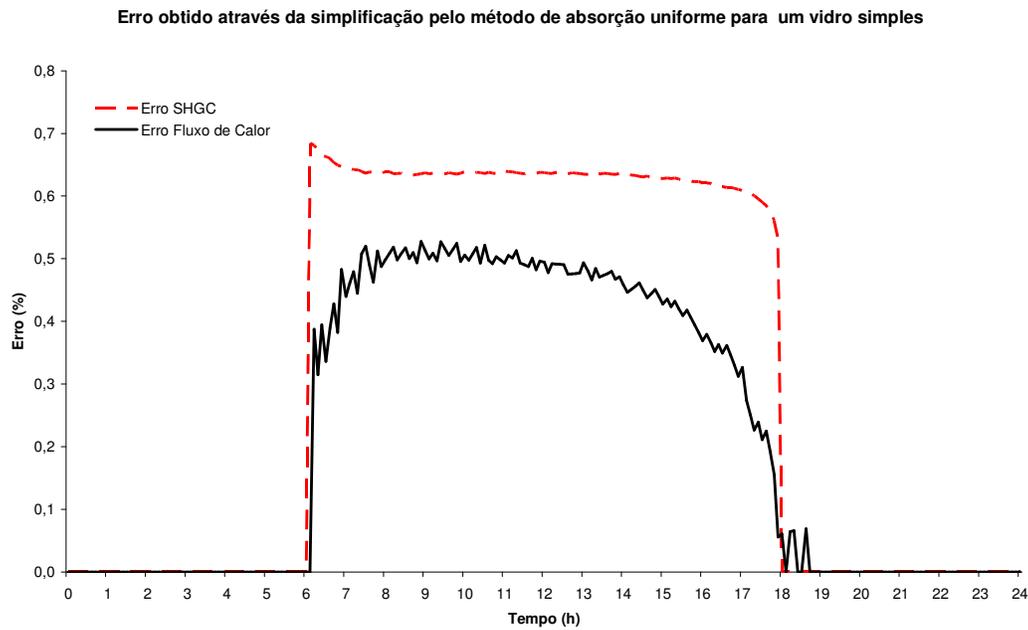


Figura 4.12: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Vidro simples

Tabela 4.12: Resultados para o sistema simples – Valores principais

Descrição	Valor	Observação
Fluxo de Calor máximo (W/m^2)	326,153	@ 12:30h
SHGC Médio (%)	37,7	Entre 06 e 18h
Erro máx. do SHGC calculado por absorção constante (%)	0,684	
Erro máx. do Fluxo de Calor calculado por absorção constante (%)	0,528	

Observa-se um fluxo de calor máximo de $326,153 W/m^2$ aproximadamente às 12:30h da tarde, devido a radiação solar máxima das 12h (nota-se que o atraso de 0:30h hora se deve a inércia térmica do sistema). O coeficiente de ganho de calor solar médio no período de radiação solar (6h às 18h) foi de 37,7%. O uso de modelos com absorção uniforme podem levar a erros de até 0,684% para o cálculo do SHGC e de até 0,53% para o fluxo de calor. Nota-se ainda que conforme o tempo de exposição a radiação aumenta, o erro entre os dois modelos tende a diminuir levemente, devido ao fato de, apesar do fluxo de calor radiativo ser o mesmo entre os dois modelos, a contribuição percentual do fluxo de calor oriundo da parcela convectiva em relação ao fluxo total tende a ser menor.

4.3.2 Vidro Duplo

Para um sistema duplo, a simulação ocorreu utilizando-se os seguintes parâmetros de entrada:

Tabela 4.13: Parâmetro de entrada para a simulação de um sistema vítreo duplo

1. Temp. Externa	Vide Figura 4.1	17. Densidade do Vidro 1	2200	[kg/m^3]
2. Temp Interna	20 [°C]	18. Densidade do Vidro 2	2200	[kg/m^3]
3. Tempo de Simulação	24 [h]	19. Densidade do Fluido	1,2	[kg/m^3]
4. Passo de Tempo	360 [s]	20. Calor específico do Vidro 1	835	[J/kg.K]
5. Fluxo de radiação solar	Vide Figura 4.1	21. Calor específico do Vidro 2	835	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,84	22. Calor Específico do fluido	1014	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,84	23. Condutividade térmica do Vidro 1	1,4	[W/m.K]
8. Refletividade Vidro 1	0,15	24. Condutividade térmica do Vidro 2	1,4	[W/m.K]
9. Refletividade Vidro 2	0,15	25. Condutividade térmica do fluido	0,025	[W/m.K]
10. Transmitância Vidro 1	0,26	26. Convecção externa	15	[$W/m^2.K$]
11. Transmitância Vidro 2	0,26	27. Convecção interna	5	[$W/m^2.K$]
12. Absorção constante	Não	28. Convecção intermediária	Auto	[$W/m^2.K$]
13. Espessura do Vidro 1	0,012 [m]	29. Condições ambientais transientes	Sim	
14. Espessura do Vidro 2	0,012 [m]	30. Número de vizinhos externos	1 →	@ 35°C
15. Distância entre vidros	0,002 [m]	31. Número de vizinhos internos	1 →	@ 20°C
16. Número de elementos (nós)	200	32. Fator de Forma	0,2	

Gerando os seguintes resultados:

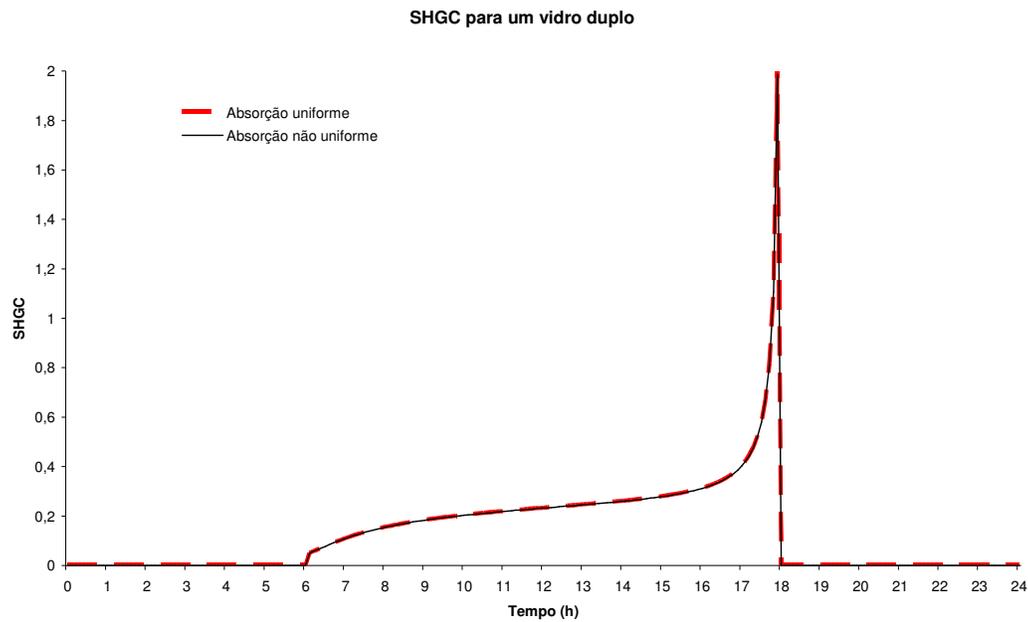


Figura 4.13: Coeficiente de ganho de calor solar versus tempo para um sistema duplo

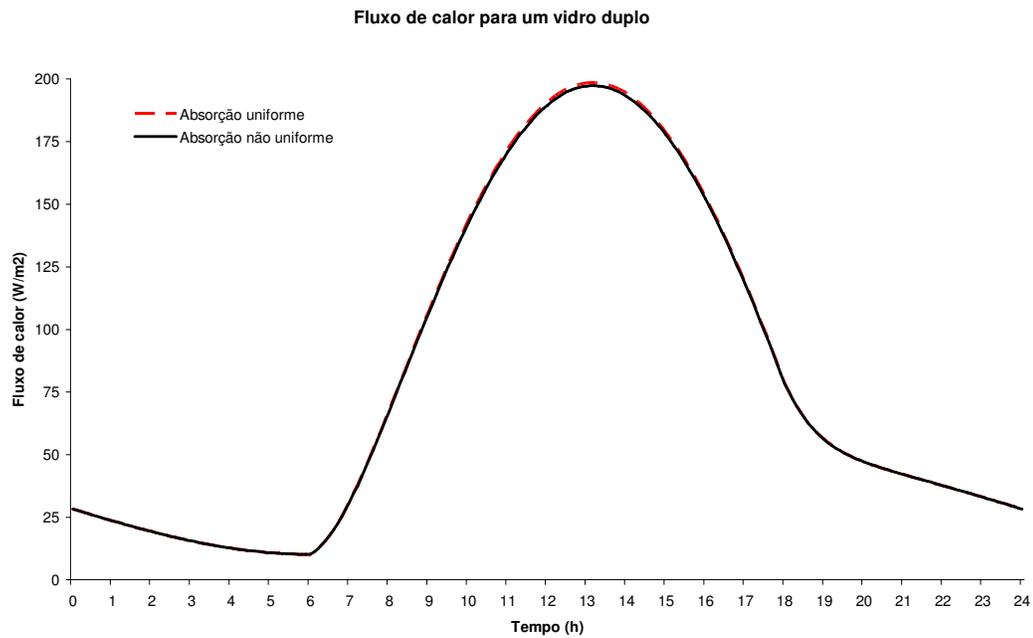


Figura 4.14: Fluxo de calor versus tempo para um sistema duplo

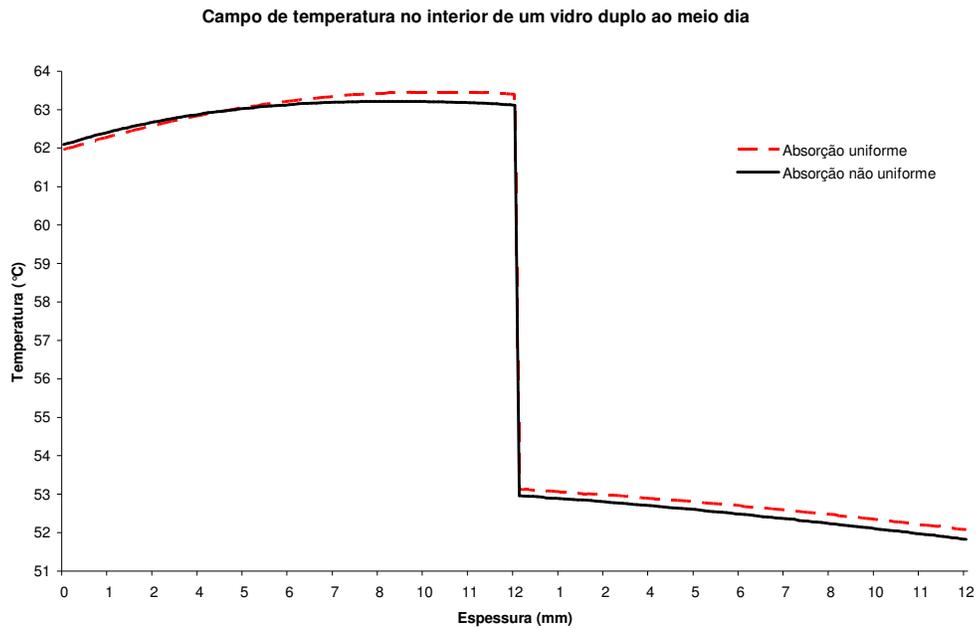


Figura 4.15: Perfil de temperatura no interior de um sistema duplo ao meio dia

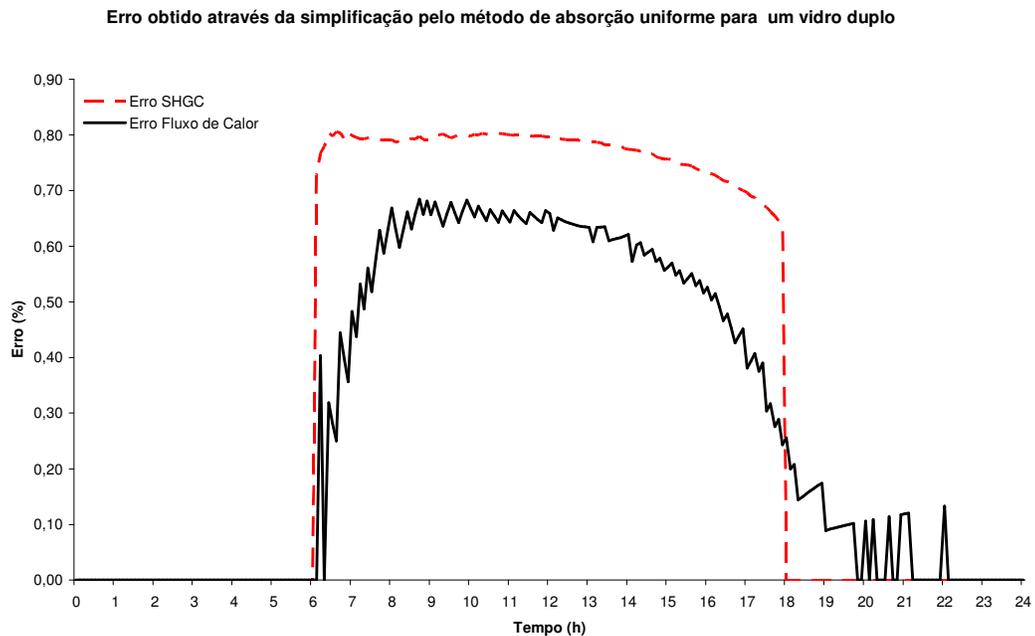


Figura 4.16: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Vidro duplo

Tabela 4.14: Resultados para o sistema duplo – Valores principais

Descrição	Valor	Observação
Fluxo de Calor máximo (W/m ²)	197,35	@ 13:06h
SHGC Médio (%)	23,21	Entre 06 e 18h
Erro máx. do SHGC calculado por absorção constante (%)	0,81	
Erro máx. do Fluxo do Calor calculado por absorção constante (%)	0,68	

Observa-se um fluxo de calor máximo de 197,35 W/m² aproximadamente às 13:06h da tarde, devido à radiação solar máxima das 12h (nota-se que o atraso de 66 minutos se deve a inércia térmica do sistema). O coeficiente de ganho de calor solar médio no período de radiação solar (6h às 18h) foi de 23,21%. O uso de modelos com absorção uniforme podem levar a erros de até 0,81% para o cálculo do SHGC e de até 0,68% para o fluxo de calor. Percebe-se que o erro em utilizar o modelo de absorção uniforme possui um comportamento parecido com o do vidro simples, e que diminui conforme a radiação incidente decresce. Observa-se também um pico que excede o limite de 100% nos valores do SHGC entre 17h e 18h, devido a inércia térmica do sistema.

4.3.3 Vidro Triplo

Para um sistema triplo, foi utilizado os seguintes parâmetros de entrada:

Tabela 4.15: Parâmetro de entrada para a simulação de um sistema vítreo triplo

1. Temp. Externa	Vide Figura 4.1	20. Densidade do Vidro 1	2200	[kg/m ³]
2. Temp Interna	20	[°C]	21. Densidade do Vidro 2	2200
3. Tempo de Simulação	24	[h]	22. Densidade do Vidro 3	2200
4. Passo de Tempo	360	[s]	23. Densidade do Fluido	1,2
5. Fluxo de radiação solar	Vide Figura 4.1	24. Calor específico do Vidro 1	835	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,84	25. Calor específico do Vidro 2	835	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,84	26. Calor específico do Vidro 3	835	[J/kg.K]
8. Emissividade Vidro 3	0,84	27. Calor Específico do fluido	1014	[J/kg.K]
9. Refletividade Vidro 1	0,15	28. Condutividade térmica do Vidro 1	1,4	[W/m.K]
10. Refletividade Vidro 2	0,15	29. Condutividade térmica do Vidro 2	1,4	[W/m.K]
11. Refletividade Vidro 3	0,15	30. Condutividade térmica do Vidro 3	1,4	[W/m.K]
12. Transmitância Vidro 1	0,26	31. Condutividade térmica do fluido	0,025	[W/m.K]
13. Transmitância Vidro 2	0,26	32. Convecção externa	15	[W/m ² .K]
14. Transmitância Vidro 3	0,26	33. Convecção interna	5	[W/m ² .K]
15. Espessura do Vidro 1	0,012	[m]	34. Convecção intermediária	Auto
16. Espessura do Vidro 2	0,012	[m]	35. Condições ambientais transientes	Sim
17. Espessura do Vidro 3	0,012	[m]	36. Número de vizinhos externos	1 → @ 35°C
18. Distância entre vidros	0,002	[m]	37. Número de vizinhos internos	1 → @ 20°C
19. Número de elementos (nós)	200		38. Fator de Forma	0,2

Gerando os seguintes resultados:

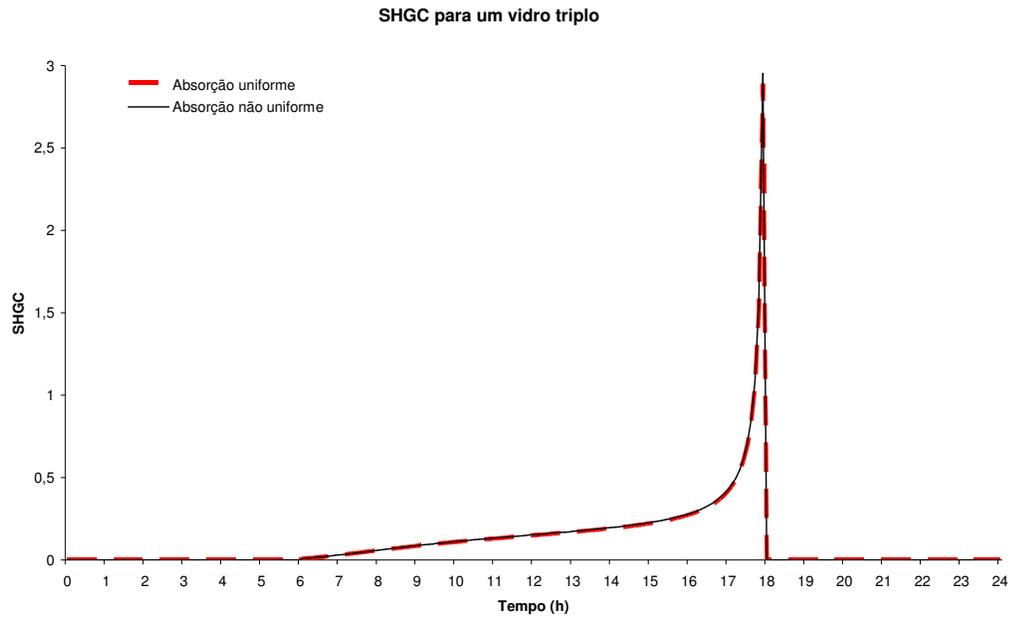


Figura 4.17: Coeficiente de ganho de calor solar versus tempo para um Sistema Triplo

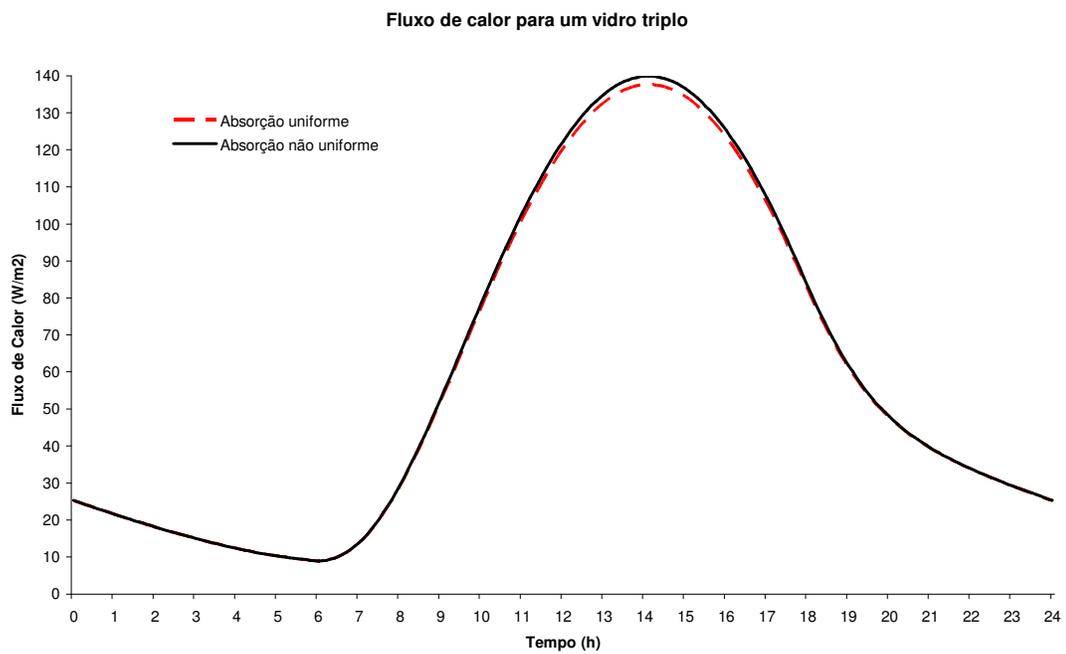


Figura 4.18: Fluxo de calor versus tempo para um sistema triplo

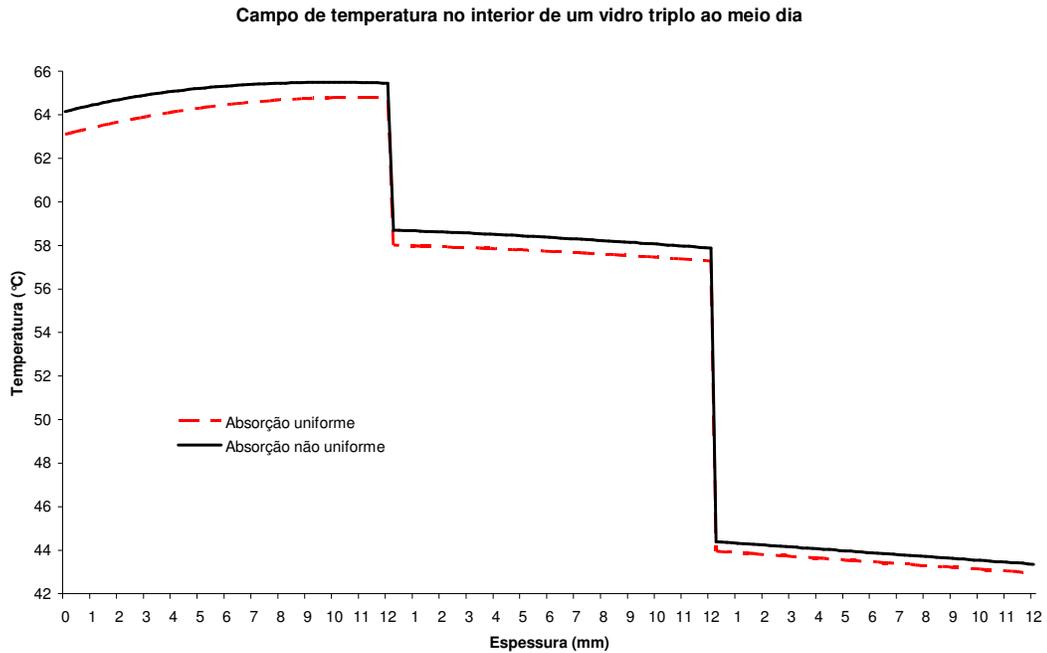


Figura 4.19: Perfil de temperatura no interior de um sistema triplo ao meio dia

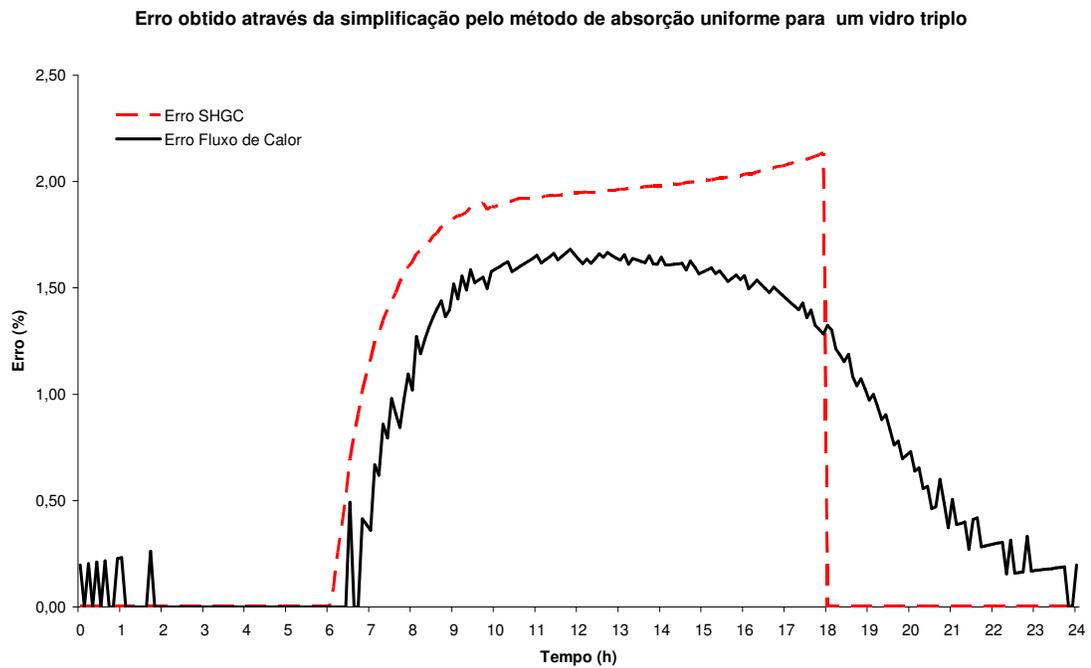


Figura 4.20: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Vidro Triplo

Tabela 4.16: Resultados para o sistema triplo – Valores principais

Descrição	Valor	Observação
Fluxo de Calor máximo (W/m^2)	139,93	@ 14:06h
SHGC Médio (%)	15,30	Entre 06 e 18h
Erro máx. do SHGC calculado por absorção constante (%)	2,13	
Erro máx. do Fluxo do Calor calculado por absorção constante (%)	1,68	

Observa-se um fluxo de calor máximo de $139,93 W/m^2$ aproximadamente às 14:06h da tarde, devido à radiação solar máxima das 12h (nota-se que o atraso de 2 horas se deve a inércia térmica do sistema). O coeficiente de ganho de calor solar médio no período de radiação solar (6h às 18h) foi de 15,30%. O uso de modelos com absorção uniforme podem levar a erros de até 2,13% no cálculo do SHGC e de até 1,68% no fluxo de calor, e podem gerar erros no dimensionamento de cargas térmicas em edificações. Percebe-se ainda que o erro fica registrado por um período maior de tempo, haja vista a maior inércia térmica do sistema.

4.3.4 Comparativo de performance entre sistemas sem película

Comparando os coeficientes de ganho de calor solar dos três sistemas vítreos para as condições de simulação descritas anteriormente, chega-se aos seguintes resultados:

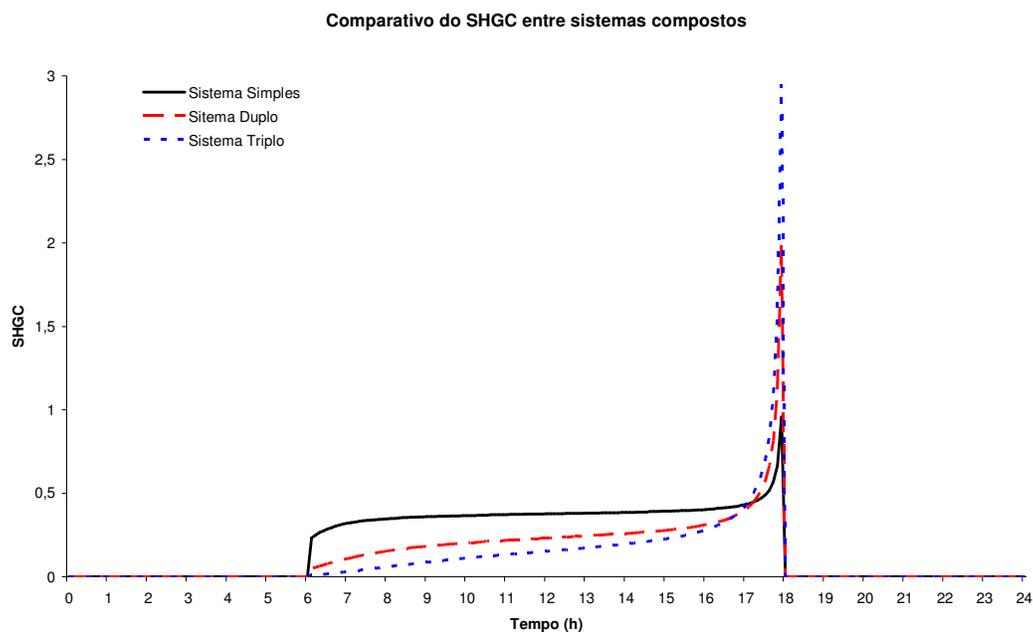


Figura 4.21: Comparativo entre os coeficiente de ganho de calor solar entre os sistemas

Percebe-se uma grande queda no coeficiente de ganho de calor solar conforme se adiciona anteparos no sistema. Observa-se ainda que entre às 17h e 18h há um pico nos coeficientes devido a inércia térmica do sistema, e nesta faixa de tempo os resultados passam a não ser confiáveis para comparação. A diferença do SHGC nestas simulações pode ser melhor visualizada na Tabela 4.17.

Tabela 4.17: Comparativo de coeficiente de ganho de calor solar – Valores principais

Sistema	SHGC (%)	Percentual de melhora em relação ao sistema simples
Simples	37,70%	0,00%
Duplo	23,21%	38,44%
Triplo	15,30%	59,42%

Observa-se um salto de 38,44% na melhora apenas adicionando um anteparo e 59,42% adicionando dois anteparos a mais no sistema simples. Esta melhora pode ser ainda mais significativa se outros gases de preenchimento forem injetados entre os anteparos, ou ainda se películas de controle solar forem aplicadas no sistema, conforme será discutido posteriormente.

Quanto ao fluxo de calor que atravessa o sistema, os resultados para as condições de contorno especificadas anteriormente são os seguintes:

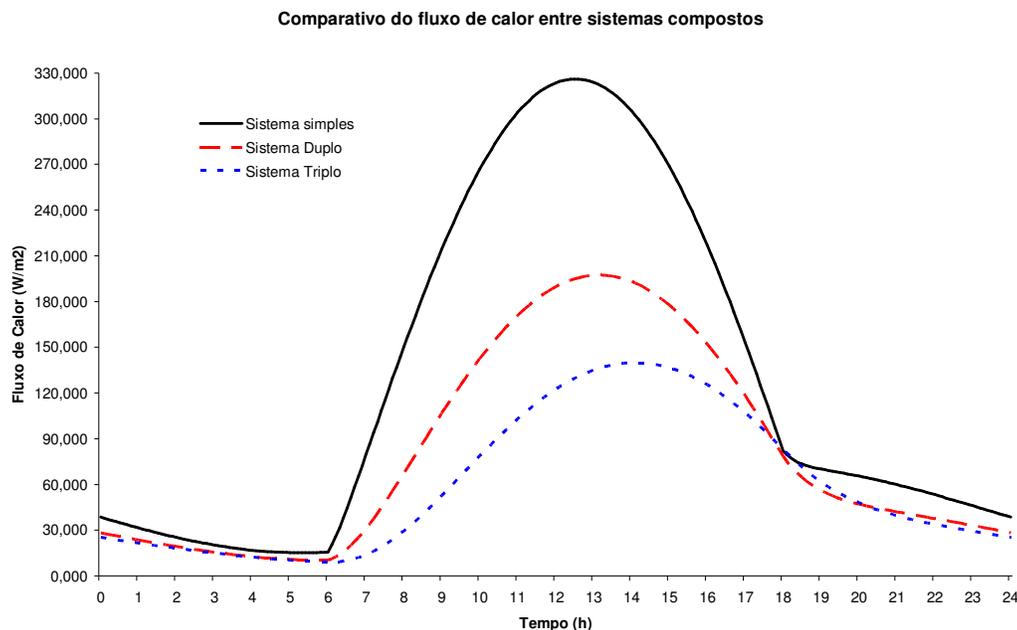


Figura 4.22: Comparativo entre os fluxos de calor entre os sistemas

Nota-se um decréscimo no fluxo de calor que atravessa o sistema conforme o

número de anteparos cresce. Por volta das 17:30h, devido ao fluxo de calor por radiação estar cessando, os fluxos de calor passam a ser quase que exclusivamente por convecção, tornando os valores entre os sistemas muito próximos. A diferença no fluxo de calor nestas simulações pode ser melhor visualizada na Tabela 4.18:

Tabela 4.18: Comparativo de Fluxo de calor – Valores principais

Sistema	Fluxo de Calor (W/m ²)	Percentual de melhora em relação ao sistema simples
Simples	326,15	0,00%
Duplo	197,35	39,49%
Triplo	139,93	57,10%

Para o caso de um sistema operando com vidro triplo, há uma redução no fluxo de calor de até 57,1% para os vidros simulados, que também, da mesma forma que o SHGC, pode ser melhorado com a adição de películas de controle solar, conforme abordado no próximo tópico.

As Figuras 4.23 e 4.24 mostram a evolução do erro induzido pela aproximação do método da absorção de calor uniforme no SHGC e no Fluxo de Calor.

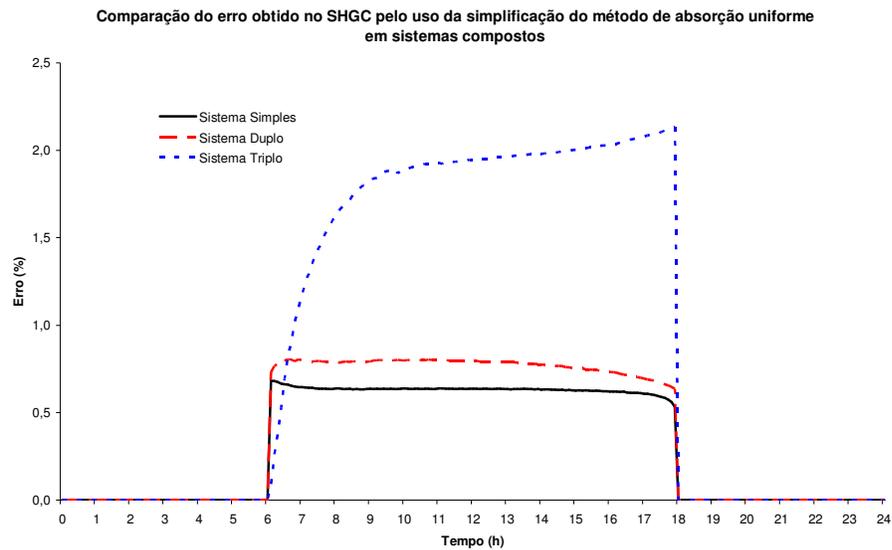


Figura 4.23: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme nos três sistemas – SHGC

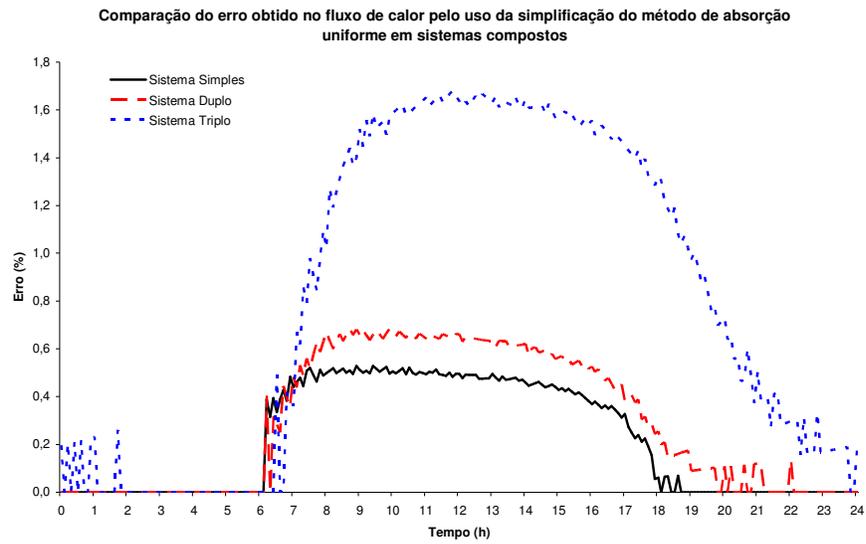


Figura 4.24: Erro obtido pelo uso de absorção de calor uniforme – Fluxo de Calor

As Figuras 4.23 e 4.24 mostram a evolução do erro obtido pelo uso de métodos simplificativos utilizando absorção de calor constante. Como pode ser observado, o erro aumenta quanto maior o número de lâminas que o sistema possui. Para os modelos e para as condições simuladas, este erro pode chegar a até 2,13% para o SHGC e 1,68% para o fluxo de calor.

4.4 Uso de películas de baixa emissividade

A simulação envolvendo o uso de películas nos sistemas requer um certo cuidado sob o ponto de vista da espessura do filme. Se a espessura do filme for da ordem de grandeza do comprimento de onda da radiação de ondas curtas, certamente ocorrerá o fenômeno chamado de interferência de ondas, ou seja, parte das ondas incidentes se anulam com as ondas refletidas pela interface filme-vidro. Desta maneira, foi utilizado valores de transmitância e refletividade fornecido pelos fabricantes para determinada espessura, assim como as demais propriedades físicas da matéria prima destes filmes (Tereftalato de Polietileno – PET), apresentados na Tabela 4.19. Estes dados foram extraídos do fabricante de filmes e polímeros DuPont[®], em boletins técnicos dispostos em seu site.

Tabela 4.19: Propriedades Físicas, químicas e ópticas de películas de PET

Película de Tereftalato de Polietileno (PET)		
Calor Específico	1275,00	J/kg.K
Condutividade Térmica	0,27500	W/m.K
Densidade	1350,00	kg/m ³
Espessura	0,1000	mm
Transmitância	0,71940	
Refletância	0,24490	
Emitância	0,03570	

As simulações com películas, conforme já observado no Capítulo 3, aplicam-se apenas a vidros simples e duplos, haja vista que a película será tratada como um anteparo separado, ou seja, o vidro duplo traz subsídios para a simulação do vidro simples com película, bastando para isto que as condições intermediárias e as propriedades da película sejam definidas no início da simulação.

4.4.1 Vidro Simples

Para um sistema simples, foi simulado o uso de películas aplicadas na superfície 1 e na superfície 2, e comparadas entre si juntamente com a simulação de um vidro simples sem película, para possibilitar a discussão destes resultados. Os resultados para o vidro simples podem ser observados pelo tópico 4.3.1. Para uma película aplicada na superfície 1, os dados de entrada ficam conforme Tabela 4.20, e para a aplicação na superfície 2, os dados da tabela abaixo referentes a película devem trocar de posição com os dados do vidro.

Tabela 4.20: Parâmetro de entrada p/ simulação de um sistema vítreo simples com película

1. Temp. Externa	Vide Figura 4.1	17. Densidade do Vidro 1	1350	[kg/m ³]
2. Temp Interna	20 [°C]	18. Densidade do Vidro 2	2200	[kg/m ³]
3. Tempo de Simulação	24 [h]	19. Densidade do Fluido	0	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360 [s]	20. Calor específico do Vidro 1	1275	[J/kg.K]
5. Fluxo de radiação solar	Vide Figura 4.1	21. Calor específico do Vidro 2	835	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,0357	22. Calor Específico do fluido	0	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,8400	23. Condutividade térmica do Vidro 1	0,275	[W/m.K]
8. Refletividade Vidro 1	0,2449	24. Condutividade térmica do Vidro 2	1,400	[W/m.K]
9. Refletividade Vidro 2	0,1500	25. Condutividade térmica do fluido	9999	[W/m.K]
10. Transmitância Vidro 1	0,7194	26. Convecção externa	15	[W/m ² .K]
11. Transmitância Vidro 2	0,2600	27. Convecção interna	5	[W/m ² .K]
12. Absorção constante	Não	28. Convecção intermediária	Auto	[W/m ² .K]
13. Espessura do Vidro 1	0,0001 [m]	29. Condições ambientais transientes	Sim	
14. Espessura do Vidro 2	0,0120 [m]	30. Número de vizinhos externos	1 →	@ 35°C
15. Distância entre vidros	0,0001 [m]	31. Número de vizinhos internos	1 →	@ 20°C
16. Número de elementos (nós)	200	32. Fator de Forma	0,2	

É interessante comentar antes da simulação um comportamento esperado: quando há apenas o vidro, a refletividade do material é apenas a do vidro. Quando a película é aplicada na parte interna do sistema, ela reflete calor apenas depois de atravessar o material vítreo, e uma parcela bem maior de energia é absorvida, pois – neste caso – a segunda superfície reflete uma parcela maior de calor para ser multirefletida enquanto ocorre a absorção de calor pelo material. Já com a aplicação de película na primeira superfície, maior é a parcela de radiação rejeitada no sistema logo na primeira incidência, reduzindo a ação da radiação sobre a ação da absorção de calor, levando a uma redução no perfil de temperatura no interior do material. É devido a estas diferenças no perfil de temperatura no interior do material, em especial na superfície interna, é que ocorrem as diferenças entre os Coeficientes de Ganho de Calor Solar.

Para o Coeficiente de Ganho de Calor Solar e para o fluxo de calor, os seguintes resultados foram obtidos:

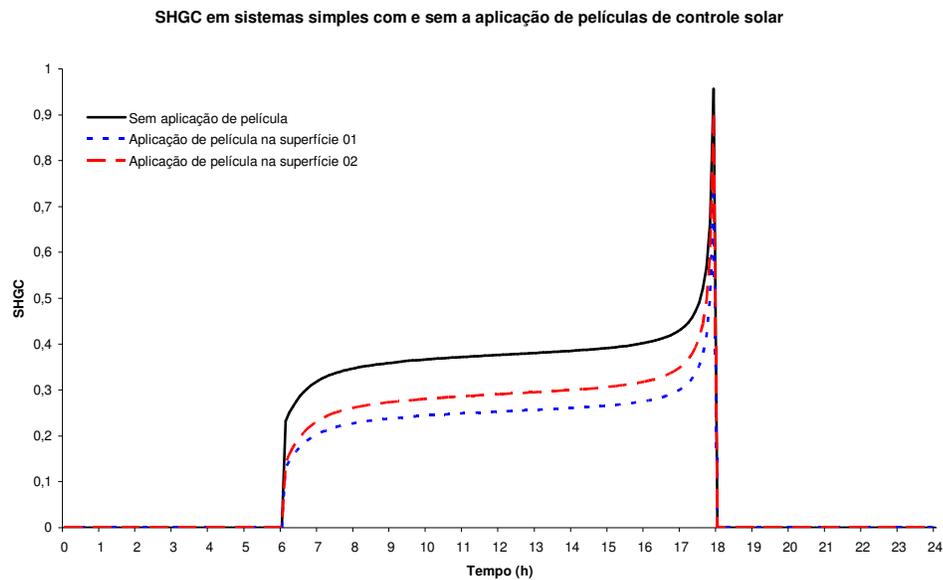


Figura 4.25: Coeficiente de Ganho de Calor Solar - Vidro simples (com e sem película)

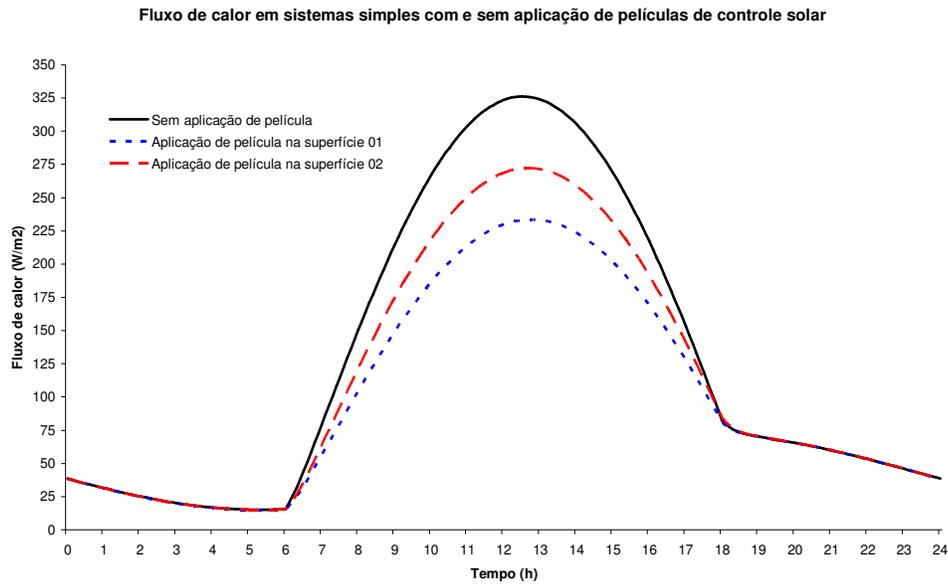


Figura 4.26: Fluxo de Calor - Vidro simples (com e sem película)

A diferença no campo de temperatura comentado no início deste tópico pode ser observada na Figura 4.27.

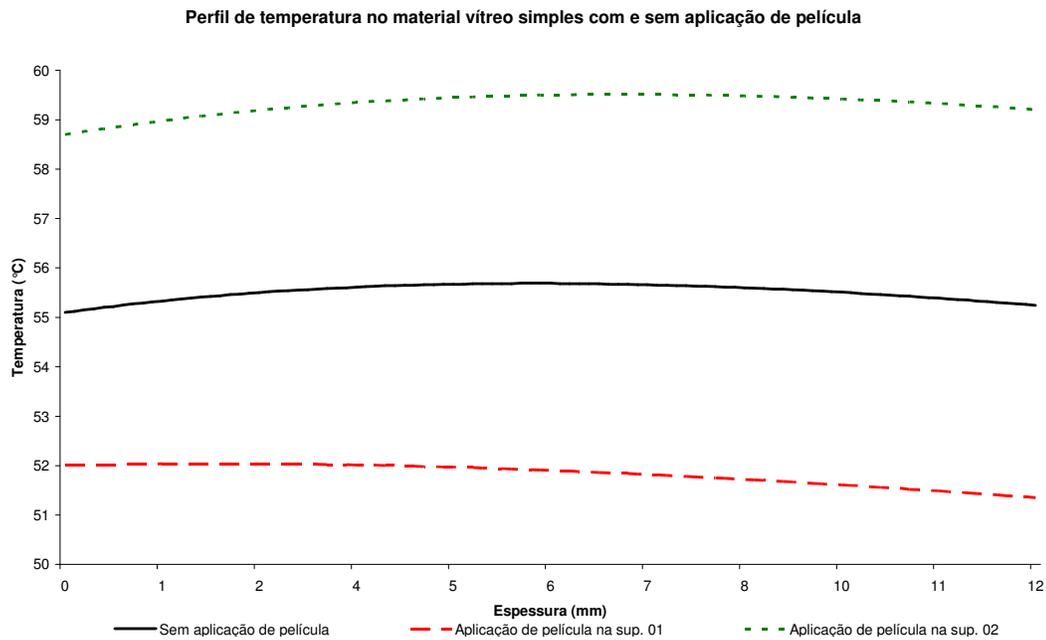


Figura 4.27: Campo de temperatura - Vidro simples com película

Para este caso, os seguintes resultados foram obtidos:

Tabela 4.21: Resultados para sistemas simples com película

Sistema	Fluxo (W/m ²)	SHGC Médio	Melhora (Em relação ao simples s/ película) Fluxo de Calor	SHGC Médio
Simple sem película	326,15	0,3765	0,00%	0,00%
Simple c/ película na sup. 01	233,53	0,2529	28,40%	32,83%
Simple c/ película na sup. 02	272,33	0,2908	16,50%	22,78%

Observa-se uma grande melhora, de até 32,83% no SHGC e uma redução de até 28,4% no fluxo de calor para sistemas que possuem película na parte externa do sistema, devido ao bloqueio antecipado da radiação solar já comentada anteriormente, evitando a absorção de uma quantidade maior de calor pelo sistema.

4.4.2 Vidro Duplo

Para um sistema duplo operando com aplicação de película de controle solar, foi simulado o uso de películas aplicadas na superfície 1 e na superfície 4, e comparadas com a simulação de um vidro duplo sem película. Os resultados para o vidro duplo podem ser observados pelo tópico 4.3.2. Para aplicação na superfície 1, os dados de entrada ficam conforme Tabela 4.22, e para a aplicação na superfície 4, os dados da tabela abaixo referentes a película devem trocar de posição com os do vidro (1 e 3).

Tabela 4.22 Parâmetro de entrada p/ simulação de um sistema vítreo duplo com película

1. Temp. Externa	Vide Figura 4.1	21. Densidade do Vidro 1	1350	[kg/m ³]
2. Temp Interna	20 [°C]	22. Densidade do Vidro 2	2200	[kg/m ³]
3. Tempo de Simulação	24 [h]	23. Densidade do Vidro 3	2200	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360 [s]	24. Densidade do Fluido	1,2	[kg/m ³]
5. Fluxo de radiação solar	Vide Figura 4.1	25. Calor específico do Vidro 1	1275	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,0357	26. Calor específico do Vidro 2	835	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,8400	27. Calor específico do Vidro 3	835	[J/kg.K]
8. Emissividade Vidro 3	0,8400	28. Calor Específico do fluido	1014	[J/kg.K]
9. Refletividade Vidro 1	0,2449	29. Condutividade térmica do Vidro 1	0,275	[W/m.K]
10. Refletividade Vidro 2	0,1500	30. Condutividade térmica do Vidro 2	1,400	[W/m.K]
11. Refletividade Vidro 3	0,1500	31. Condutividade térmica do Vidro 3	1,400	[W/m.K]
12. Transmitância Vidro 1	0,7184	32. Condutividade térmica do fluido	0,025	[W/m.K]
13. Transmitância Vidro 2	0,2600	33. Convecção externa	15	[W/m ² .K]
14. Transmitância Vidro 3	0,2600	34. Convecção interna	5	[W/m ² .K]
15. Espessura do Vidro 1	0,0001 [m]	35. Convecção intermediária 1	9999	[W/m ² .K]
16. Espessura do Vidro 2	0,0120 [m]	36. Convecção intermediária 2	Auto	
17. Espessura do Vidro 3	0,0120 [m]	37. Condições ambientais transientes	Sim	
18. Distância entre vidros 1	0,002 [m]	38. Número de vizinhos externos	1 → @ 35°C	
19. Distância entre vidros 2	0,002 [m]	39. Número de vizinhos internos	1 → @ 20°C	
20. Número de elementos (nós)	200	40. Fator de Forma	0,2	

Para o Coeficiente de Ganho de Calor Solar e para o fluxo de calor, os seguintes resultados foram obtidos:

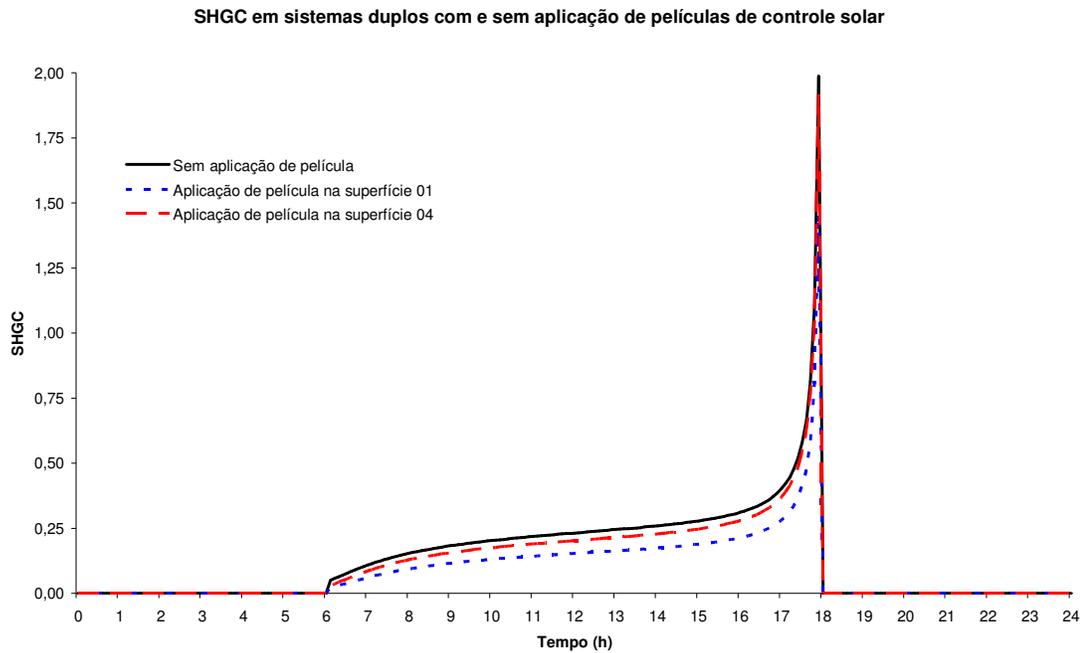


Figura 4.28: Coeficiente de Ganho de Calor Solar - Vidro duplo (com e sem película)

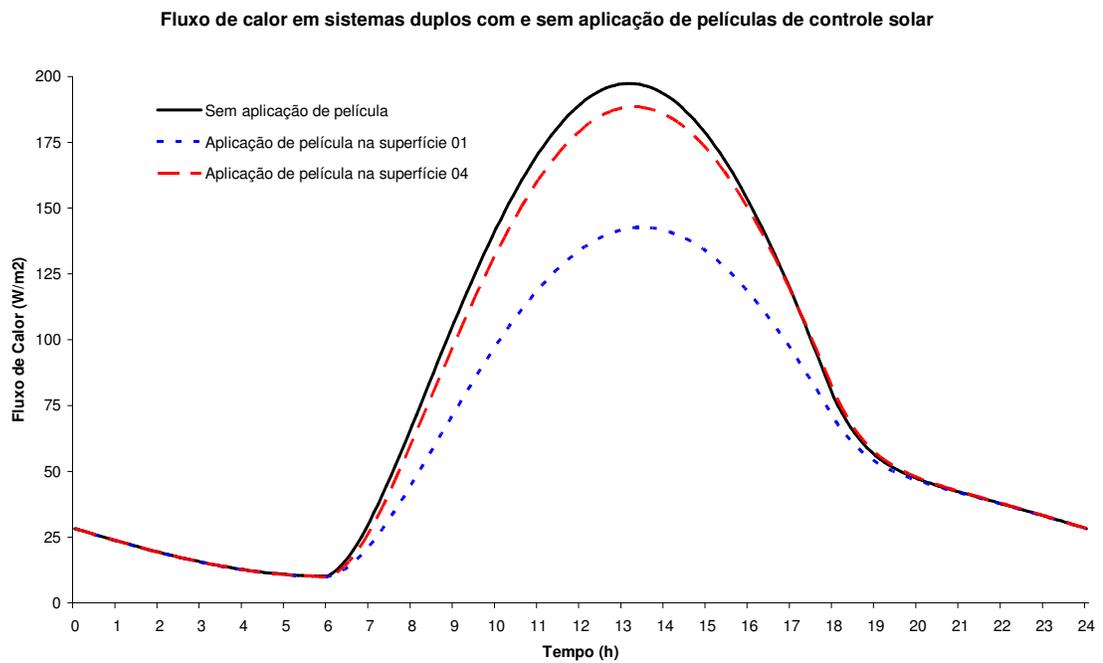
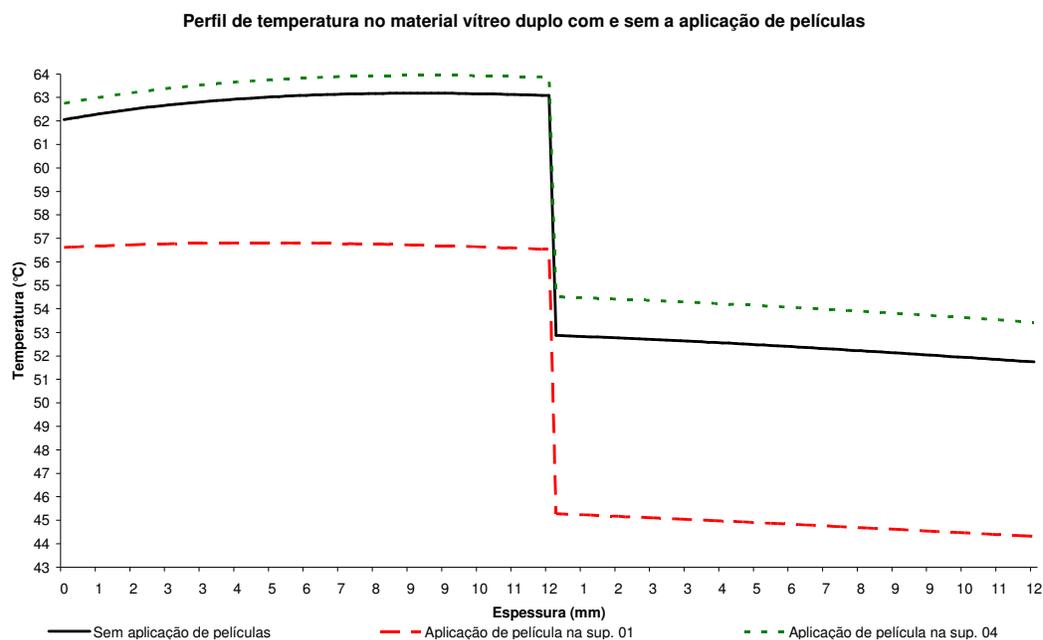


Figura 4.29: Fluxo de Calor - Vidro duplo (com e sem película)

A diferença no campo de temperatura comentado no início deste tópico pode ser observada na Figura 4.30.



A Tabela 4.23 mostra os resultados de SHGC e de fluxo de calor:

Tabela 4.23: Resultados para sistemas duplos com e sem película

Sistema	Fluxo (W/m ²)	SHGC Médio	Melhora (Em relação ao duplo sem película) Fluxo de Calor	SHGC Médio
Duplo s/ Película	197,35	0,23	0,00%	0,00%
Duplo c/ Película na sup. 01	142,69	0,15	27,70%	33,79%
Duplo c/ Película na sup. 04	188,48	0,20	4,50%	12,65%

Observa-se uma grande melhora, de até 33,79% no SHGC e uma redução de até 27,7% no fluxo de calor para sistemas que possuem película na parte externa do sistema, devido ao bloqueio antecipado da radiação solar. Para a película aplicada na superfície 4, os resultados não foram tão satisfatórios devido a grande quantidade de radiação absorvida pelos vidros antes de ser filtrada pela película.

4.4.3 Comparativo de performance entre sistemas com e sem película

Comparando os coeficientes de ganho de calor solar e os fluxos de calor dos três sistemas vítreos para as condições de simulação descritas nos tópicos anteriores, chega-se aos seguintes resultados:

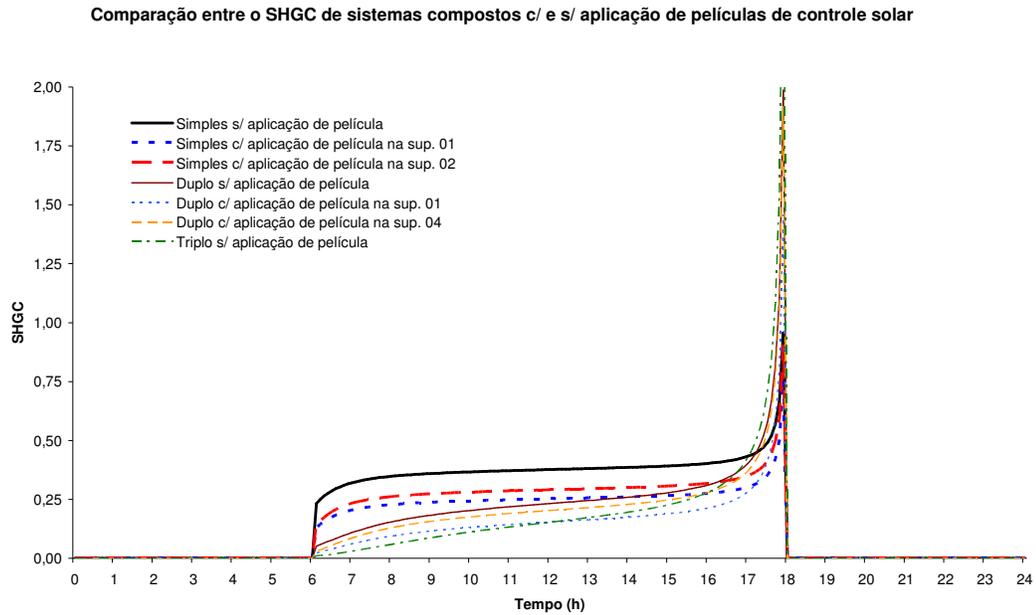


Figura 4.31: SHGC dos sistemas simples, duplos e triplo com e sem película

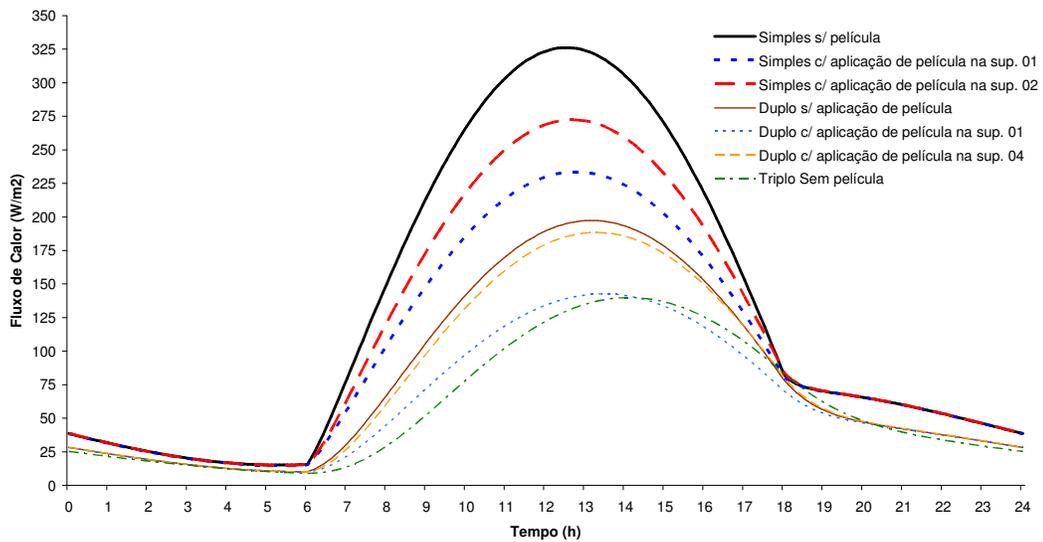


Figura 4.32: Fluxo de Calor dos sistemas simples, duplos e triplos com ou sem película

Analisando o percentual de melhoria entre os sistemas, tomando como base um sistema simples operando sem película, tem-se:

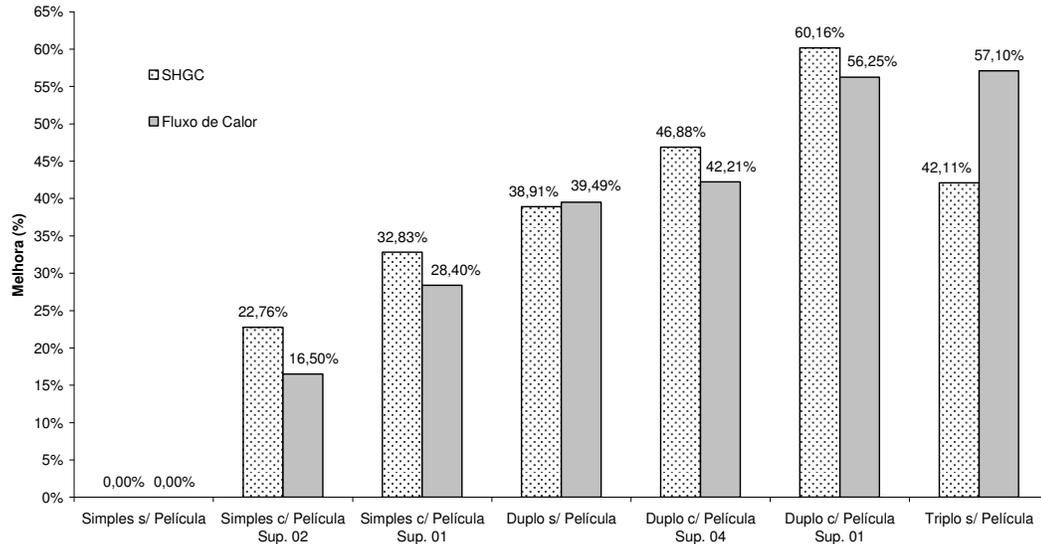


Figura 4.33: Comparação entre sistemas simples e duplos com e sem películas

A Figura 4.33 mostra os ganhos que se pode obter com os diversos tipos de sistema analisados neste trabalho sob as condições apresentadas. Observa-se uma melhora de até 60,16% no SHGC e 56,25% no fluxo de calor para um sistema duplo com aplicação de película na superfície 1 em relação a um sistema simples sem película. Observa-se ainda que um vidro triplo operando sem película possui uma melhora equivalente a do duplo com película, de aproximadamente 57,10% no fluxo de calor, mas deixa um pouco a desejar na melhora do SHGC comparado com o mesmo sistema, pois atinge apenas 42,11% de melhora. Ainda assim, o custo dos sistemas deve ser levado em consideração.

4.5 Estudo de caso – Coletor Solar

Neste trabalho foi proposto um estudo de caso envolvendo a aplicação de um painel simples e um painel duplo como anteparos de um coletor solar, de maneira a verificar a influência da adição de painéis vítreos neste tipo de sistema. Para a aplicação do modelo neste estudo, o coletor solar foi tratado como sendo um dos anteparos vítreos, com suas propriedades específicas, colocado na última posição do sistema e considerando o coletor a 45° de inclinação. O software foi customizado para que o coeficiente de convecção entre o último vidro e o coletor pudesse ser extraído facilitando o cálculo do fluxo incidente no sistema.

4.5.1 Coletor com um sistema simples

Para um coletor operando apenas com um anteparo vítreo, os parâmetros de entrada podem ser observados na Tabela 4.24.

Tabela 4.24: Dados de entrada para simulação de um coletor simples

1. Temp. Externa	Vide Figura 4.1	17. Densidade do Vidro 1	2200	[kg/m ³]	
2. Temp Interna	20	[°C]	18. Densidade do Vidro 2	8940	[kg/m ³]
3. Tempo de Simulação	24	[h]	19. Densidade do Fluido	1,205	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360	[s]	20. Calor específico do Vidro 1	750	[J/kg.K]
5. Fluxo de radiação solar	Vide Figura 4.1	21. Calor específico do Vidro 2	380	[J/kg.K]	
6. Emissividade Vidro 1	0,8400	22. Calor Especifico do fluido	1005	[J/kg.K]	
7. Emissividade Vidro 2	0,1200	23. Condutividade térmica do Vidro 1	1	[W/m.K]	
8. Refletividade Vidro 1	0,0425	24. Condutividade térmica do Vidro 2	389	[W/m.K]	
9. Refletividade Vidro 2	0,0500	25. Condutividade térmica do fluido	0,025	[W/m.K]	
10. Transmitância Vidro 1	0,9080	26. Convecção externa	15	[W/m ² .K]	
11. Transmitância Vidro 2	0,0001	27. Convecção interna	0,85	[W/m ² .K]	
12. Absorção constante	Não	28. Convecção intermediária	3,5	[W/m ² .K]	
13. Espessura do Vidro 1	0,004	[m]	29. Condições ambientais transientes	Sim	
14. Espessura do Vidro 2	0,001	[m]	30. Número de vizinhos externos	1 → @ 30°C	
15. Distância entre vidros	0,023	[m]	31. Número de vizinhos internos	0	
16. Número de elementos (nós)	200	32. Fator de Forma	1		

Resultados obtidos:

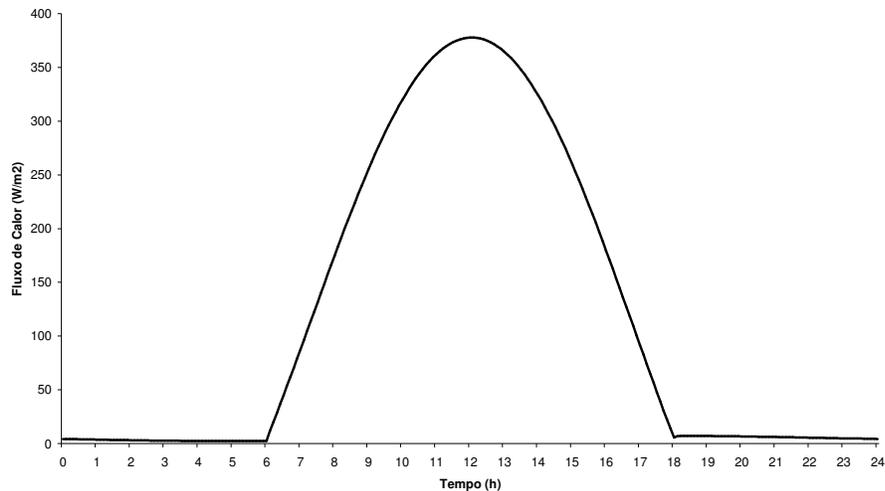


Figura 4.34: Fluxo de Calor incidente em um Coletor Simples

Observa-se um fluxo de calor máximo de 377,83 W/m² às 12:00h. Quanto a temperatura da superfície do coletor, a distribuição fica conforme Fig. 4.35.

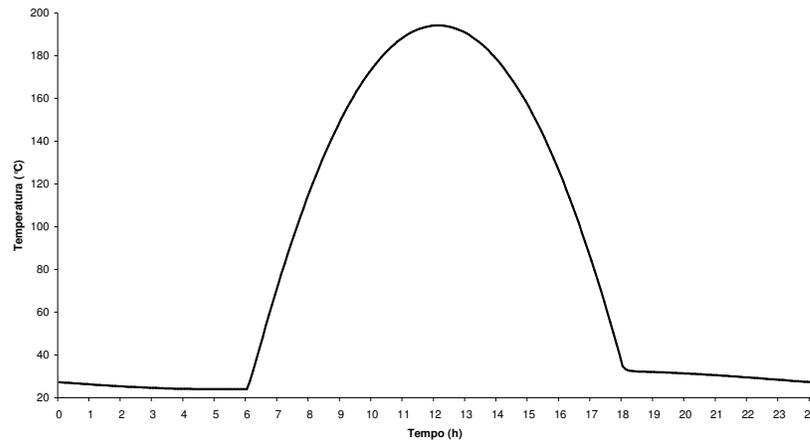


Figura 4.35: Temperatura da Superfície em um Coletor Simples

A temperatura máxima obtida na superfície do coletor para uma aplicação de apenas um anteparo vítreo foi de 194,16°C às 12:06h da tarde. Esta temperatura, apesar de parecer alta, não é, visto coletores solares possuírem temperatura de parada em 240°C, além do coletor estudado estar com incidência máxima normal a superfície e operar sem água.

4.5.2 Coletor com um sistema duplo

Para um coletor operando apenas dois anteparos vítreos, os parâmetros de entrada podem ser observados na Tabela 4.25.

Tabela 4.25: Dados de entrada para simulação de coletor duplo

1. Temp. Externa	Vide Figura 4.1	20. Densidade do Vidro 1	2200	[kg/m ³]
2. Temp Interna	20	21. Densidade do Vidro 2	2200	[kg/m ³]
3. Tempo de Simulação	24	22. Densidade do Vidro 3	8940	[kg/m ³]
4. Passo de Tempo	360	23. Densidade do Fluido	1,205	[kg/m ³]
5. Fluxo de radiação solar	Vide Figura 4.1	24. Calor específico do Vidro 1	750	[J/kg.K]
6. Emissividade Vidro 1	0,84	25. Calor específico do Vidro 2	750	[J/kg.K]
7. Emissividade Vidro 2	0,84	26. Calor específico do Vidro 3	380	[J/kg.K]
8. Emissividade Vidro 3	0,12	27. Calor Específico do fluido	1005	[J/kg.K]
9. Refletividade Vidro 1	0,0425	28. Condutividade térmica do Vidro 1	1	[W/m.K]
10. Refletividade Vidro 2	0,0425	29. Condutividade térmica do Vidro 2	1	[W/m.K]
11. Refletividade Vidro 3	0,0500	30. Condutividade térmica do Vidro 3	389	[W/m.K]
12. Transmitância Vidro 1	0,9080	31. Condutividade térmica do fluido	0,025	[W/m.K]
13. Transmitância Vidro 2	0,9080	32. Convecção externa	15	[W/m ² .K]
14. Transmitância Vidro 3	0,0001	33. Convecção interna	0,85	[W/m ² .K]
15. Espessura do Vidro 1	0,004	34. Convecção intermediária	3,5	[W/m ² .K]
16. Espessura do Vidro 2	0,004	35. Condições ambientais transientes	Sim	
17. Espessura do Vidro 3	0,001	36. Número de vizinhos externos	1	→ @ 30°C
18. Distância entre vidros	0,005	37. Número de vizinhos internos	0	
19. Distância entre vidros 2	0,023	38. Fator de Forma	1	

Resultados obtidos:

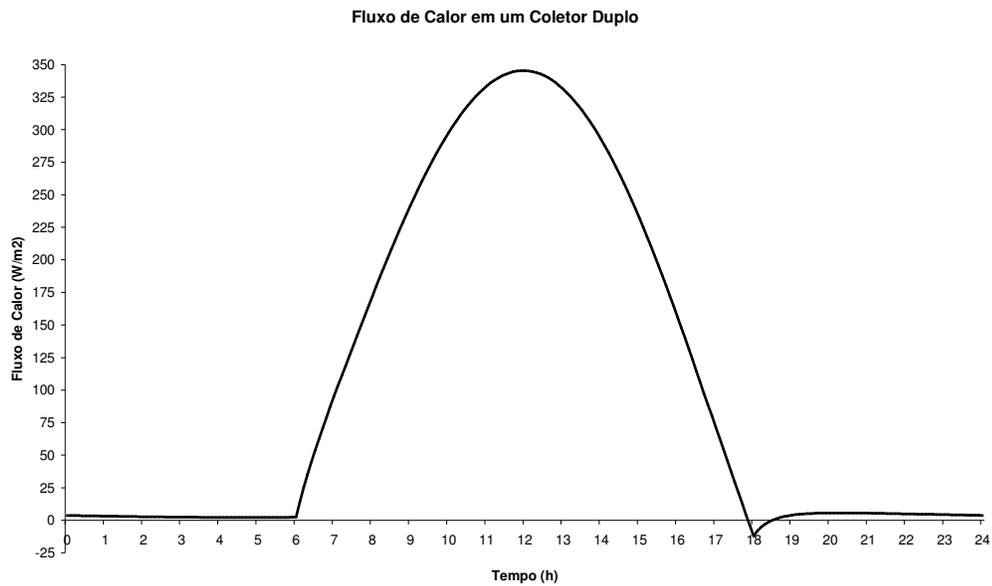


Figura 4.36: Fluxo de Calor incidente em um Coletor duplo

Observa-se um fluxo de calor máximo de $345,31 \text{ W/m}^2$ às 12:00h. Entre 17:56h e 18:30h aproximadamente, o fluxo passa a ser negativo, devido a cessão do fluxo de calor solar e temperatura mais elevada da superfície do coletor em relação ao fluido intermediário, ou seja, o coletor passa a dissipar calor ao ambiente externo.

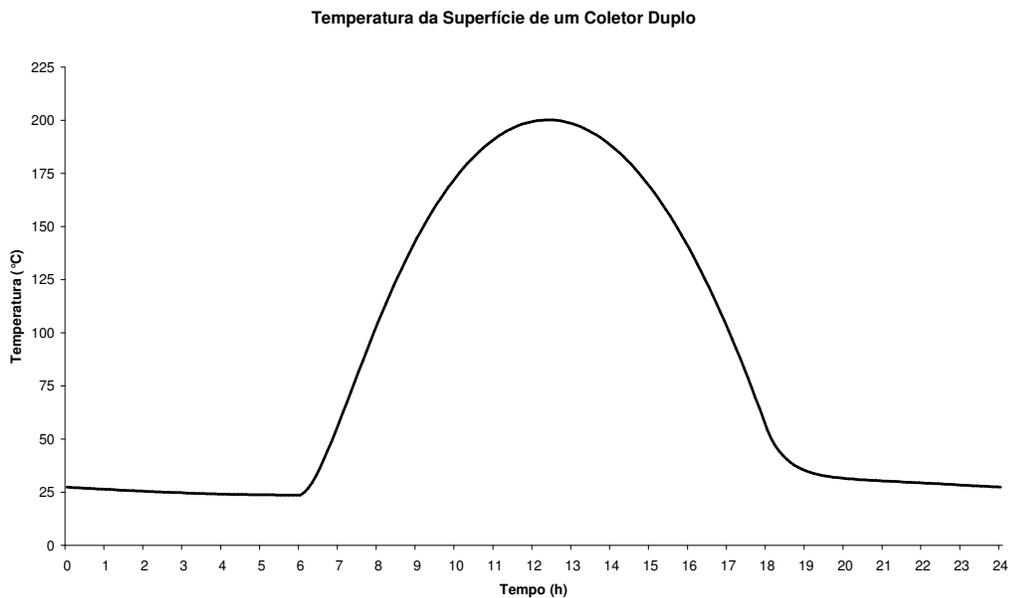


Figura 4.37: Temperatura da Superfície em um Coletor Duplo

A temperatura máxima alcançada foi de $200,19^\circ\text{C}$ às 13:00h, temperatura comum

em coletores solares do tipo. A seguir uma comparação entre os dois sistemas.

4.5.3 Comparação de resultados Coletor com um sistema simples e duplo

Comparando os resultados obtidos com o coletor operando com um sistema simples e um duplo, obtém-se as seguintes curvas:

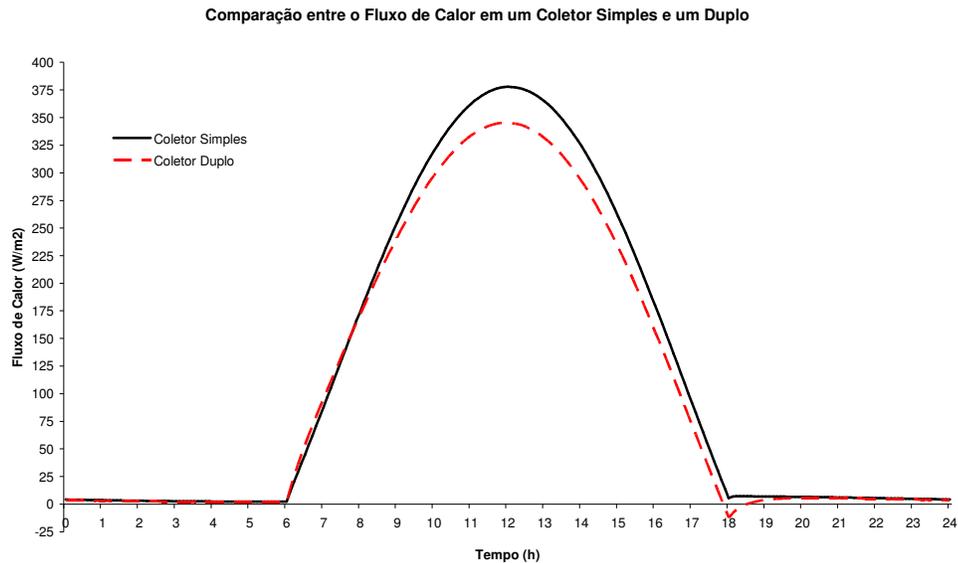


Figura 4.38: Comparativo do Fluxo de Calor na superfície do coletor – simples e duplo

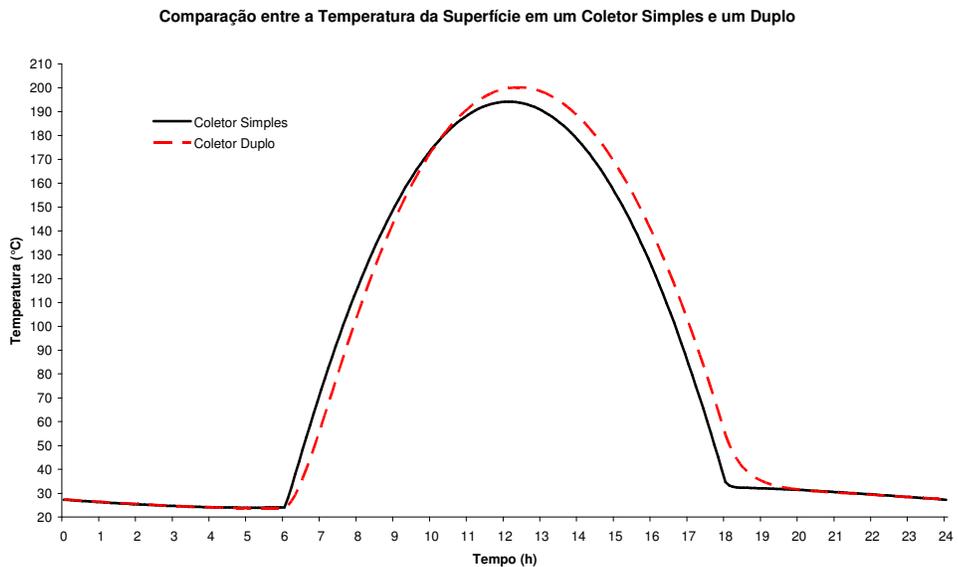


Figura 4.39: Comparativo da Temperatura na superfície do coletor – simples e duplo

Analisando os gráficos acima, o melhor sistema para ser utilizado em um coletor solar é o duplo, que garante uma faixa de temperatura de operação muito maior na

superfície do coletor, obtendo temperatura máxima de operação cerca de 3,11% a mais que no coletor simples. O fluxo de calor do coletor duplo é aproximadamente 9,42% menor que no coletor simples, pois como opera com temperatura de superfície mais elevada, dissipa mais calor ao ambiente por radiação e convecção.

Capítulo 5

Conclusão

Além das conclusões sobre o modelo de análise de transferência de calor condutiva e radiativa em sistemas vítreos compostos, é apresentado uma série de sugestões para trabalhos futuros, como forma de enriquecer não só o algoritmo confeccionado para este trabalho, mas também agregar mais informações sobre os demais fenômenos que ocorrem nestes tipos de sistemas. As conclusões apresentadas são válidas apenas para este trabalho, e servem como referência apenas para os materiais analisados sob as condições apresentadas, podendo haver variação entre outros materiais e/ou condições de contorno e ambientais.

Após a determinação do modelo matemático, a determinação e validação do modelo numérico, e após realizadas as simulações e análises de várias situações, é possível apresentar as conclusões sobre o trabalho conforme segue.

A simplificação que o uso da absorção constante proporciona em modelos de simulação de transferência de calor em superfícies vítreas pode gerar erros que, para as condições apresentadas e dependendo do tipo de sistema que se deseja estudar, podem ultrapassar 2% para o cálculo do coeficiente de ganho de calor solar e 1,5% para o fluxo de calor. Esta aproximação pode acarretar em um dimensionamento incorreto de sistemas vítreos em edificações e equipamentos, e comprometer o consumo de energia calculado para estes sistemas. Apesar de um estudo sobre o impacto deste percentual no cálculo da carga térmica de uma edificação como um todo não ter sido realizado, estes resultados

mostram que os modelos atualmente utilizados podem ser melhorados, e a soma de vários erros no cálculo completo de uma edificação pode ser reduzido. Sob o ponto de vista energético, 1,5% sobre o fluxo de calor que incide em uma edificação de grande porte pode induzir a erros no dimensionamento de equipamentos de condicionamento de ar, por exemplo, e que pontualmente pode não significar muito, mas no final de um período de um ano pode ser significativo.

Conforme o aumento no número de lâminas de vidro em um sistema, a redução em relação ao número de lâminas utilizadas anteriormente passa a ser em uma intensidade menor, ou seja, no sistema duplo em relação a um simples, há uma redução considerável no fluxo de calor e no SHGC, mas no sistema triplo comparado a um duplo esta redução não se dá na mesma proporção, e sim de forma mais amena.

Para regiões quentes ou no verão, observa-se uma grande melhora no desempenho de sistemas vítreos que operam com a adição de mais anteparos vítreos, que pode, no caso de um vidro triplo com as condições simuladas, gerar uma redução de até 57% no fluxo de calor e de até 42% no SHGC. Esta melhora no desempenho pode ser ampliada mais ainda com a adição de películas de controle solar, que no caso de um vidro duplo operando com película nas condições simuladas, pode gerar uma melhora no desempenho de até 56,25% no fluxo de calor e de até 60,16% no SHGC, ou seja, um desempenho tão bom quanto ao vidro triplo no quesito de fluxo de calor e melhor que o mesmo quando o parâmetro de comparação é o coeficiente de ganho de calor solar, e com um custo provavelmente muito menor.

Outro ponto interessante é o impacto que a posição de películas de controle solar causam nos resultados de Fluxo de calor e do SHGC. Isto se dá devido ao fato da película, quando aplicada na parte externa do sistema, rejeitar boa parte da energia incidente nele, ao contrário da aplicação na superfície interna, que faz com que o calor atravesse o material e uma parcela maior de energia seja multirefletida e conseqüentemente absorvida no material, elevando a temperatura no interior do material e elevando a parcela do fluxo de calor decorrente da convecção de calor da superfície para o ambiente. Porém, apesar da aplicação externa ser mais eficiente, há a questão da degradação do material e a falta de resistência do mesmo quando exposto à intempéries, tornando a aplicação no lado interno a mais recomendada para prolongar a vida útil e

garantir as propriedades físicas do material por mais tempo.

Os picos nos valores do SHGC no final da tarde de uma dia simulado são decorrentes de dois fatores principais: o primeiro é que a definição utilizada para o SHGC é aplicável a sistemas operando em regime permanente, e não transiente como o caso. O segundo fator é, devido a inércia do sistema, o SHGC sobe muito, devido aos fluxos de calor com e sem radiação possuem uma diferença finita nos horários próximos às 18h, mas a irradiação solar tende a zero, fazendo com que o segundo termo da Equação 2.224 suba a valores acima do correto para o horário.

Quanto ao estudo de caso, coletores solares operando com mais de uma lâmina vítrea mostraram ser muito mais eficientes que coletores operando com apenas um anteparo, visto a temperatura de operação de um coletor duplo ser 3,11% maior do que em coletores simples, nas condições simuladas. Neste caso, o custo benefício deve ser avaliado. O fluxo de calor em coletores operando com sistemas duplos é menor que em sistemas operando com sistemas simples, pois a radiação incidente é a mesma, mas a temperatura do coletor é mais alta, o que propicia um fluxo maior de calor saindo do coletor, tanto por radiação de ondas longas como por convecção.

Após os resultados obtidos pelas simulações realizadas, o modelo mostrou-se eficaz para o cálculo de transferência de calor condutiva e radiativa em sistemas vítreos, proporcionando resultados confiáveis para a simulação de sistemas compostos por até três lâminas operando sem película de controle solar, simulação de sistemas compostos por até duas lâminas operando com película e para estudos de caso como coletores, estufas, entre outros.

Apesar do modelo trazer benefícios sob o ponto de vista da precisão dos resultados desejados, a simplificação utilizada atualmente ainda é válida quando não há incidência de radiação solar. Este método apresentado deve ser aplicado sempre que há irradiação solar incidindo em uma superfície vítrea, visto realizar uma análise mais detalhada de como a radiação de calor é absorvida no meio vítreo.

Devido a complexidade que novas variáveis geraram no decorrer do desenvolvimento deste trabalho, algumas sugestões para trabalhos futuros foram incluídas com o intuito de tornar este trabalho mais completo e amplo para outras aplicações. Entre as sugestões estão:

1. Estudar o efeito de gases absorventes entre as lâminas de vidros, utilizando modelos que levam em consideração a absorção de calor nestes gases.

2. Mais estudos de caso de modo a aumentar o número de customizações no algoritmo desenvolvido, de maneira a torná-lo mais abrangente a novos tipos de aplicações. Nestas customizações pode estar incluída uma biblioteca de vidros e películas, assim como uma biblioteca com propriedades de materiais porosos (madeira), metais (coletores), etc.

3. Verificar a influência do aumento na temperatura do vidro no coeficiente de convecção interna, e o aumento causado na temperatura do ambiente interno devido a este aumento de temperatura e mudança na convecção do ambiente.

4. Modificar o modelo de unidimensional para tridimensional, e verificar mais a fundo a influência de esquadrias (metálicas ou de madeira) e espaçadores no fluxo de calor total das vidraças em edificações e equipamentos que operam com este tipo de material.

5. Inclusão de módulo psicrométrico no modelo, com o intuito de verificar a influência da formação de condensação no fluxo de calor e no SHGC do sistema. Esta condensação pode influenciar estes parâmetros em dois sentidos: o primeiro quanto a difusão da radiação através de um vidro embaçado. Quando um vidro é embaçado, não só a forma como a luz percorre a espessura do vidro é distorcida, mas também o calor. O segundo sentido é a taxa de condensação e evaporação, como fontes de calor latente para o sistema, roubando calor do vidro quando a água evapora e cedendo calor quando a mesma condensa. Alguns questionamentos ainda surgem, como qual a espessura da camada de água é crítica, quando se inicia o processo de escorrimento de água, qual variação da espessura de filme de água com o tempo, etc.

Referências Bibliográficas

1. ABREU, P.F.; FRASER, R.; SULLIVAN, H.; WRIGHT, J.; **A Study of Insulated Glazing Unit Surface Temperature Profiles Using Two Dimensional Computer Simulation.** ASHRAE Transactions, 1996;
2. AKHTAR, N., MULLICK, S.C.; **Computation of Glass-Cover Temperatures and Top Heat Loss Coefficient of Flat-Plate Solar Collectors with Double Glazings.** Energy, 2006;
3. ALVAREZ, G.; FLORES, J.J.; ESTRADA, C.A.; **The Thermal Response of Laminated Glass With Solar Control Coating.** Journal of Physics D: Applied Physics, 1998;
4. ARASTEH, D.K.; SULLIVAN, R.; BECK, F.A.; SELKOWITZ, S; **Energy Performance of Evacuated Glazing in Residential Buildings.** ASHRAE Transactions, 1996;
5. ARASTEH, D.; MITCHELL, R.; KOHLER, C.; HUIZENGA, C.; CURCIJA, D.; **Improving Information Technology to Maximize Fenestration Energy Efficiency.** LBNL Transactions, 2001;

6. **ARNOLD, J.N.; BONAPARTE, P.N.; CATTON, I.; Experimental Investigation of Natural Convection in a Finite Rectangular Region Inclined at Various Angles from 0 to 180°.** Proceedings of the 1974 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, 1974;
7. **ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineering Handbook.** Atlanta: ASHRAE, 1996. Capítulo 29;
8. **AYDIN, O.; Conjugate Heat Transfer Analysis of double pane windows.** Building and Environment, 2005;
9. **BLANUSA, P.; GOSS, W.P.; ROTH, H.; WEITZMANN, P.; JENSEN, C.F.; SVENDSEN, S.; ELMAHDY, H.; Comparison Between ASHRAE and ISO Thermal Transmittance Calculation Methods.** Energy and Buildings, 2006;
10. **BUENO, R.M.; TRIGO, J.F.; SANZ, J.M.; Study of the Optical Constants Determination of Thin Films.** Madrid, 1995;
11. **CARSLAW, H.S.; JAEGER, J.C.; Conduction of Heat in Solids.** 2nd Edition. University Press, Oxford, 1959;
12. **CUEVAS C.; FISSORE A.; Natural Convection at an Indoor Glazing Surface.** Building and Environment, 2004;
13. **CURCIJA, D.; GOSS, W.P.; New Correlations for Convective Heat Transfer Coefficient on Indoor Fenestration Surfaces.** ASHRAE Conference, Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Buildings VI, 1995;

14. CURCIJA, D.; GOSS, W.P.; **Two Dimensional Forced Convection Perpendicular to the Outdoor Fenestration Surface – FEM Solution.** ASHRAE Transactions, 1996;
15. DAHLEN, R.R.; **Low-e Films for Window Energy Control.** ASHRAE Transactions, V.93, 1987;
16. ELMAHDY, H.; **Surface Temperature Measurement of Insulating Glass Units Using Infrared Thermography.** ASHRAE Transactions, 1996;
17. ELSHERBINY, S.M.; RAITHBY, G.D.; HOLLANDS, K.G.T.; **Heat Transfer by Natural Convection Across Vertical and Inclined Air Layers.** Journal of Heat Transfer, 1982;
18. FOHANNO, S.; POLIDORI, G.; **Modelling of Natural Convective Heat Transfer at an Internal Surface.** Energy and Buildings, 2005;
19. GOSSELIN, J.R.; CHEN, Q.Y.; **A Computational Method for Calculating Heat Transfer and Airflow Through a Dual-airflow Window.** Energy and Buildings, 2007;
20. GRIFFITH, B.T.; TÜRLER, D.; ARASTEH, D.K.; **Surface Temperatures of Insulated Glazing Units: Infrared Thermography Laboratory Measurements.** ASHRAE Transactions, 1996;
21. HENRIQUEZ, J.R.; **Modelagem e Análise de Janelas Térmicas.** Tese de Doutorado, Unicamp, 2002;
22. HOLLANDS, K.G.T.; UNNY, T.E.; RAITHBY, G.D.; **Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers.** Journal of Heat Transfer, 1976;

23. INCROPERA, F.P.; DE WITT, D.P.; **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** John Wiley & Sons, 3^a Edição, 1990;
24. ISMAIL, K. A. R.; HENRIQUEZ, J. R.; **Modeling and Simulation of a Simple Glass Window.** Solar Energy Materials & Solar Cells, 2003;
25. KAPUR, N.K.; **A Comparative Analysis of the Radiant Effect of External Sunshades on Glass Surface Temperatures.** Solar Energy, 2003;
26. KHOUKHI, M.; MARUYAMA, S.; **Theoretical Approach of a Flat-plate Solar Collector Taking Into Account the Absorption and Emission Within Glass Cover Layer.** Solar Energy Journal, 2005;
27. MANZ, H.; BRUNNER, S.; WULLSCHLEGER, L.; **Triple Vacuum Glazing: Heat Transfer and Basic Mechanical Design Constraints.** Solar Energy, 2005;
28. MATUSKA, T.; SOUREK, B.; **Façade Solar Collectors.** Solar Energy, 2006;
29. MCGOWAN, A.G.; **Numerical Prediction of Window Condensation Potential.** ASHRAE Transactions, 1995;
30. NICOLAU, V.P.; MALUF, F.P.; **Determination of Radiative Properties of Commercial Glass.** Conference on PLEA 2001;
31. OHRING, M.; **The Material Science of Thin Films.** 2nd Edition, Academic Press, 2002;
32. PEKKER, D.; PEKKER, L.; **A Method For Determining Thickness and Optical Constants of Absorbing Thin Films.** Solid Thin Films, 2002;

33. PEREIRA, F.L.; **Avaliação da Influência Termo energética do Tipo de Vidro Utilizado na Envoltória de Edificações.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal Rio Grande do Sul, 2003;
34. PFROMMER, P.; LOMAS, K.J.; SEALE, C.; KUPFE, C. **The radiation Transfer Through Coated and Tinted Glazing.** Solar Energy Journal, 1995;
35. POWLES, R.; CURCIJA, D.; KÖHLER, C.; **Solar Absorption in Thick and Multilayered Glazings.** University of Massachusetts, 2002;
36. REILLY, S.; ARASTEH, D.K.; RUBIN, M.; **The Effects of Infrared Absorbing Gases on Window Heat Transfer: a Comparison of Theory and Experiments.** Solar Energy Materials, 1990;
37. RUBIN, M.; **Infrared Properties of Polyethylene Terephthalate Films.** Solar Energy Materials, 1981;
38. SACADURA, S.F.; **Initiation aux Transferts Thermiques.** Editora Tec & Doc, 6a. Edição, 2000;
39. SIEGEL, R.; HOWELL, J.; **Thermal Radiation Heat Transfer.** Taylor & Francis, 4ª Edição, 2001;
40. SIMMONS, G.F.; **Cálculo com Geometria Analítica.** Makron Books, 1988;
41. SULLIVAN, H.F.; WRIGHT, J.L.; FRASER, R.A.; **Overview of a Project to Determine the Surface Temperatures of Insulated Glazing Units: Thermographic Measurement and Two Dimensional Simulation.** ASHRAE Transactions, 1996;

42. **ISO - Thermal Performance of Windows, Doors and Shading Devices – Detailed Calculations.** Draft of ISO 15099, 2002;
43. WINKELMANN, F. C; **Modeling Windows in Energy Plus.** Seventh International IBPSA Conference, 2001;
44. WRIGHT, J.L.; **A Correlation to Quantify Convective Heat Transfer Between Vertical Window Glazings.** ASHRAE Transactions, 1996;
45. WRIGHT, J.L.; **Calculating Window Solar Heat Gain.** ASHRAE Journal, 1995;
46. WRIGHT, J.L.; SULLIVAN, H.F.; **A Two Dimensional Numerical Model for Glazing System Thermal Analysis.** ASHRAE Transactions, 1995;
47. ZHAO, Y.; CURCIJA, D.; GOSS, W.P.; **Prediction of the Multicellular Flow Regime of Natural Convection in Fenestration Glazing Cavities.** ASHRAE Transactions, 1997.