

FULVIO VITTORINO

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE MÉTODO DE
CÁLCULO PARA A DETERMINAÇÃO DE CARGAS
TÉRMICAS, DA TEMPERATURA E DA UMIDADE DO
AR DE AMBIENTES CONDICIONADOS**

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

São Paulo
1994

OK

FULVIO VITTORINO

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE MÉTODO DE
CÁLCULO PARA A DETERMINAÇÃO DE CARGAS
TÉRMICAS, DA TEMPERATURA E DA UMIDADE DO AR DE
AMBIENTES CONDICIONADOS**

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

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Marcos de Matos Pimenta

São Paulo
1994

Dedicatória:

Aos meus pais, como um pequeno agradecimento por tudo

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Pimenta pela orientação, dedicação e incentivo contínuos que permitiram a conclusão deste trabalho.

À grande amiga Maria Akutsu pelo permanente estímulo.

Aos colegas Mitsuo e Walter pela ajuda nas medições.

À Vera e Sílvia pela digitação, ao Gilson pelos desenhos e a todos os demais que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

Sumário

Lista de tabelas	
Lista de figuras	
Lista de símbolos	
Resumo	
"Abstract"	
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	3
2. Revisão bibliográfica	5
2.1 Princípios Básicos	5
2.1.1 Ganho de energia térmica do ambiente	6
2.1.2 Carga térmica do ambiente	6
2.1.3 Taxa de extração de energia térmica	7
2.1.4 Carga térmica no equipamento de resfriamento	8
2.1.5 Inter-relacionamento das trocas térmicas	8
2.2 Cálculo de cargas térmicas - Breve histórico	10
2.3 Método da diferença de temperatura equivalente (TETD)	16
2.4 Método do balanço de energia térmica	18
2.4.1 Cálculo da carga sensível	30
2.5 Método dos fatores de ponderação	31
2.5.1 Obtenção dos fatores de ponderação	37
2.6 Comparação entre os métodos	37
2.7 Cálculo da carga térmica latente	41
2.8 Programas de simulação	42
2.8.1 O Programa DOE-2	42
2.8.2 O Programa BLAST	43
2.8.3 O Programa EMPS	44

2.8.4 O Programa TARP 84	44
2.8.5 O Programa DEROB	44
2.8.6 O Programa BETEH	44
2.8.7 Programas BRIS, BIVOK e HEAT	45
2.8.8 O Programa CIRA	46
3. Descrição geral do programa NBSLD	47
3.1 Outros elementos de vedação	51
3.1.1 partições internas	51
3.1.2 Pisos em contato com o solo.	51
3.1.3 Pisos suspensos sobre espaços ventilados.	52
3.2 Efeito da fixação dos coeficientes de convecção	52
3.3 Linearização das equações de troca de energia térmica por radiação	66
4 Alterações realizadas no programa NBSLD	72
4.1 Critério de convergência	72
4.2 Coeficiente de convecção interno	74
4.3 Balanço de massa	75
4.4 Modelagem de envidraçamentos	79
4.5 Temperatura dos recintos adjacentes	84
5 Medições realizadas	86
5.1 Variáveis medidas	87
5.1.1 Recinto não condicionado	87
5.1.2 Recinto condicionado	88
5.2 Equipamentos Utilizados	91
5.2.1 Medição de temperatura	91
5.2.2 Medição de radiação solar	91
5.2.3 Medição da velocidade do ar	92
5.3 Rastreabilidade e Incertezas	92

5.5 Resultados Obtidos	93
6 Avaliação das alterações	101
6.1 Comparação entre resultados de simulações antes e depois das alterações	101
6.1.1 Critério de convergência e número de iterações.	101
6.1.2 Coeficiente de convecção interno.	102
6.1.3 Transmitância e absorptividade dos vidros.	109
6.1.4 Umidade relativa no ambiente.	113
6.2 Comparação entre valores medidos e valores calculados	113
6.2.1 Efeito da variação da taxa de infiltração	115
6.2.2 Efeito da temperatura dos recintos adjacentes	127
6.2.3 Efeito da temperatura dos instantes anteriores	138
6.2.4 Efeito da variação na temperatura do ar externo.	149
6.2.5 Coeficiente de convecção implementado	152
7. Conclusões	159
8. Comentários finais	165
Referências Bibliográficas	
Anexo A- Método dos fatores de resposta térmica. (extraído de trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica - 1988 deste autor)	
Anexo B-Descrição das edificações tomadas como exemplo para as simulações	
Anexo C-Planta e descrição do recinto onde foram realizadas as medições	
Anexo D-Cadeia metrológica e cópia dos catálogos/manuais dos equipamentos utilizados	

Lista de Tabelas

TABELA 2.1: Fatores de ponderação para Gsol	35
TABELA 2.2: Fatores de ponderação para GCco, Gsol e GCfiin	36
TABELA 2.3: Fatores de ponderação para GClam	36
TABELA 3.1: Carga térmica sensível máxima calculada(W)	55
TABELA 3.2: Total diário da carga térmica sensível calculada(W)	56
TABELA 3.3: Diferença percentual da carga térmica sensível máxima em relação ao menor valor	56
TABELA 3.4: Diferença percentual do total diário da carga térmica sensível em relação ao menor valor.	56
TABELA 3.5: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" para todos os elementos à mesma temperatura e com a mesma emissividade	68
TABELA 3.6: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com apenas uma parede a temperatura diferente dos demais e com mesma emissividade para todos os elementos.	69
TABELA 3.7: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com duas paredes paralelas a temperatura diferente dos demais e a mesma emissividade para todos os elementos.	69
TABELA 3.8: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com duas paredes perpendiculares a temperatura diferente dos demais e a mesma emissividade para todos os elementos.	69
TABELA 3.9: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com uma parede e a cobertura a temperatura diferente dos demais e a mesma emissividade para todos os elementos.	70
TABELA 3.10: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com uma parede a temperatura e emissividade diferentes dos demais.	70

TABELA 3.11:	Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com uma parede a temperatura diferente dos demais elementos e a parede adjacente com emissividade diferentes dos demais elementos.	70
TABELA 3.12:	Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com duas paredes adjacentes a temperatura e com emissividade diferentes dos demais elementos.	71
TABELA 5.1:	Incerteza metrológica das variáveis medidas	93
TABELA 5.2:	Temperaturas (°C) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 26/01/93 e 27/01/93.	95
TABELA 5.3:	Temperaturas (°C) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 26/01/93 e 27/01/93.	96
TABELA 5.4:	Temperaturas (°C) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 02/02/93 e 03/02/93.	97
TABELA 5.5:	Temperaturas (°C) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 02/02/93 e 03/02/93.	98
TABELA 5.6:	Temperatura do ar exterior (°C) e radiação solar global incidente em superfície horizontal (W/m^2), medidos nos dias 27/01/93 e 03/02/93.	99
TABELA 5.7:	Valor médio e desvio padrão da velocidade e temperatura de bulbo seco do ar de insuflamento ao longo da grelha do equipamento de condicionamento, com a temperatura de bulbo seco do ar da sala igual a 19,0°C.	100
TABELA 6.1:	Número de iterações realizadas	101
TABELA 6.2:	Valores máximos e mínimos diários da temperatura de bulbo seco do ar calculados para as edificações Pesada, Média e Leve em um dia típico de verão em São Paulo	103
TABELA 6.3:	Carga térmica sensível calculada para as edificações Pesada, Média e Leve em um dia típico de verão em São Paulo	105
TABELA 6.4:	Valores máximos e mínimos diários da temperatura do ar interior para as edificações	

Pesada, Média e Leve em um dia típico de verão
na cidade de São Paulo 110

TABELA 6.5: Valores máximos e totais diários da carga
térmica sensível para as edificações Pesada,
Média e Leve em um dia típico de verão na
cidade de São Paulo. 111

Lista de Figuras

- FIGURA 2.1
Representação esquemática do inter-relacionamento das trocas térmicas em um ambiente condicionado 9
- FIGURA 2.2
Representação esquemática do volume de controle e dos fluxos de calor envolvidos no balanço de energia da superfície interna do elemento de vedação 20
- FIGURA 2.3
Representação esquemática do volume de controle e dos fluxos de calor envolvidos no balanço de energia da superfície externa do elemento de vedação 22
- FIGURA 3.1
Fluxograma geral do programa NBSLD 50
- FIGURA 3.2
Variação do coeficiente de convecção para um plano horizontal, para a condição de fluxo de calor ascendente, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície, para dimensões características de 1m e 5m. - Correlações apresentadas pela ASHRAE 57
- FIGURA 3.3
Variação do coeficiente de convecção para um plano horizontal, para a condição de fluxo de calor descendente, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície, para dimensões características de 1m a 5m. - Correlações apresentadas pela ASHRAE 58
- FIGURA 3.4
Variação do valor médio do coeficiente de convecção para planos verticais com dimensões características entre 1m e 5m, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície, para - Correlações apresentadas pela ASHRAE. 59
- FIGURA 3.5
Variação do coeficiente de convecção para planos verticais com dimensões características de 2m e 3m, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície - Correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL. 60
- FIGURA 3.6
Valores horários da temperatura do ar exterior e do ar interior da edificação Leve, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K). 61
- FIGURA 3.7
Valores horários da temperatura do ar exterior e do ar interior da edificação Pesada, em um dia típico de verão na

cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K). 62

FIGURA 3.8
Valores horários da carga térmica sensível da edificação Leve, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K). 63

FIGURA 3.9
Valores horários da carga térmica sensível da edificação Média, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K). 64

FIGURA 3.10
Valores horários da carga térmica sensível da edificação Pesada, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K). 65

FIGURA 4.1
Fluxograma geral da rotina para cálculo do coeficiente de convecção natural na face interna das vedações 76

FIGURA 4.2
Representação dos elementos envolvidos no balanço de massa 77

FIGURA 4.3
Variação da transmitância à radiação solar direta de um vidro simples de 3mm de espessura em função do ângulo de incidência desta sobre a sua superfície, medido em relação à normal do vidro. 81

FIGURA 4.4
Variação da absortância à radiação solar direta de um vidro simples de 3mm de espessura em função do ângulo de incidência desta sobre a sua superfície, medido em relação à normal do vidro. 82

FIGURA 5.1
Indicação dos pontos de medição, em vista frontal e em corte, de uma parede. 88

FIGURA 5.2
Vista frontal e lateral do equipamento de ar-condicionado e detalhe da grelha de insuflamento com a indicação dos pontos de medição 90

FIGURA 6.1
Coeficientes de convecção calculados para as paredes, cobertura e piso da edificação Pesada em um dia típico de verão na cidade de São Paulo 106

- FIGURA 6.2
Coeficientes de convecção calculados para as paredes,
cobertura e piso da edificação Média em um dia típico de
verão na cidade de São Paulo 107
- FIGURA 6.3
Coeficientes de convecção calculados para as paredes,
cobertura e piso da edificação Leve em um dia típico de
verão na cidade de São Paulo 108
- FIGURA 6.4
Trasmitância à radiação solar direta de um vidro simples de
3 mm de espessura, orientado para Norte, Sul, Leste e
Oeste, ao longo do dia 21/02, calculada segundo as equações
apresentadas no item 4.4 e o valor anteriormente mantido
constante 112
- FIGURA 6.5
Valores calculados da umidade relativa do ar interior para
a edificação Média, em um dia típico de verão na cidade de
São Paulo. 114
- FIGURA 6.6
Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco
do ar interior para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0
ren/h. 117
- FIGURA 6.7
Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para
taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h. 118
- FIGURA 6.8
Valores medidos e calculados da temperatura superficial
interna do forro para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e
1,0 ren/h, no dia em que o ambiente não estava
condicionado. 119
- FIGURA 6.9
Valores medidos e calculados da temperatura superficial
interna da parede externa para taxas de infiltração de 0,1,
0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente não estava
condicionado. 120
- FIGURA 6.10
Valores medidos e calculados da temperatura superficial
interna da parede interna leve para taxas de infiltração de
0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente não estava
condicionado. 121
- FIGURA 6.11
Valores medidos e calculados da temperatura superficial
interna do piso para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0
ren/h, no dia em que o ambiente não estava condicionado. 122

FIGURA 6.12
Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado. 123

FIGURA 6.13
Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado. 124

FIGURA 6.14
Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado. 125

FIGURA 6.15
Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado. 126

FIGURA 6.16
Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco do ar interior, para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo. 128

FIGURA 6.17
Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo. 129

FIGURA 6.18
Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 130

FIGURA 6.19
Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 131

FIGURA 6.20
Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 132

FIGURA 6.21

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 133

FIGURA 6.22

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 134

FIGURA 6.23

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 135

FIGURA 6.24

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 136

FIGURA 6.25

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 137

FIGURA 6.26

Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco do ar interior, para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo 139

FIGURA 6.27

Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo 140

FIGURA 6.28

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos

recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 141

FIGURA 6.29

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 142

FIGURA 6.30

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 143

FIGURA 6.31

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado 144

FIGURA 6.32

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 145

FIGURA 6.33

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 146

FIGURA 6.34

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os

valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 147

FIGURA 6.35

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado 148

FIGURA 6.36

Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco do ar interior, para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando uma variação aleatória de 0,5°C na temperatura do ar exterior e não o fazendo 150

FIGURA 6.37

Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando uma variação aleatória de 0,5°C na temperatura do ar exterior e não o fazendo 151

FIGURA 6.38

Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta 154

FIGURA 6.39

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado 155

FIGURA 6.40

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior,

considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado

156

FIGURA 6.41

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado

157

FIGURA 6.42

Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado

158

Lista de símbolos

- ρ - densidade de massa do ar (kg/m^3);
- A - seção transversal do elemento atravessado pelo fluxo de energia térmica (m^2)
- abs - absorvância à radiação solar da superfície externa do elemento de vedação;
- AGj e BGj - fatores de ponderação correspondentes a Gsol
- AISj e BISj - fatores de ponderação correspondente a CTlam
- Aj - coeficientes obtidos experimentalmente que caracterizam a absorvância do vidro;
- AM - coeficiente de amortecimento da onda de calor (adimensional)
- AT - atraso entre o pico da onda de calor externa e a onda interna (h)
- AXj e BXj - fatores de ponderação correspondentes a CTco
- B - constante de Stephan-Boltzman.
- c - capacidade térmica específica ($\text{J}/(\text{kg.K})$);
- Ci - cosseno do ângulo compreendido por uma linha vertical e a normal à superfície.
- $\cos\theta_t$ - cosseno do ângulo de incidência da radiação solar sobre os vidros, no instante t.
- cp - capacidade térmica específica do ar à pressão constante.
- CTco_t - carga térmica, no instante t, decorrente do ganho de energia térmica por condução (através dos componentes) nos instantes t - j (GCco_{t-j}), do ganho de energia solar nos instantes t - j, por janelas com dispositivo interno de sombreamento (Gsol_{t-j}) e do ganho de energia térmica devido à infiltração de ar e a fontes internas de energia térmica, exceto lâmpadas, nos instantes t-j (GCifi_{t-j}).
- CTlam_t - carga térmica, no instante t, decorrente do ganho de energia térmica de lâmpadas nos instantes t-j (GClam_{t-j}).
- CTm - carga térmica medida (W)
- Ei - emissividade da iésima superfície.

- F_c - fator de correção que corresponde às perdas de energia térmica para o ambiente exterior ou para eventuais ambientes adjacentes não condicionados, dados por-
- μ_D - transmitância à radiação direta (μ_D)
- $F_{i,k}$ - fator de forma para trocas de energia térmica por radiação entre a iésima e a késima superfície do recinto,
- F_O - fração de tempo em que o equipamento de ar condicionado esta ativo durante a hora em questão;
- $G_{i,j}$ - fator de forma modificado
- G_{sol} - ganho de energia térmica solar
- GS_t - ganho de energia solar, no instante t ;
- $H_{e,i,t}$ - coeficiente de convecção externo no instante t
- H_i - coeficiente de convecção da iésima superfície.
- h_r - coeficiente de troca de energia térmica por radiação
- I_a - Incerteza aleatória;
- I_{tot} - Incerteza metrológica total;
- L - energia térmica latente de vaporização da água.
- m_e - vazão em massa de ar seco que entra no ambiente (kg/s)
- m_{ger} - taxa de geração interna de umidade no ambiente (kg água/s)
- $m_{i,t}$ - vazão em massa do ar de infiltração, no instante t .
- m_s - vazão em massa de ar seco que sai do ambiente (kg/s)
- mv_t - vazão em massa do ar insuflado pelo sistema de condicionamento, no instante t .
- N_i - número de fatores de resposta térmica do iésimo elemento de vedação.
- $NOCUP$ - número de ocupantes.
- NS - número de superfícies que compõem a envoltória do ambiente
- P - perímetro do recinto, correspondente apenas às paredes expostas ao exterior ou a eventuais ambientes adjacentes não condicionados (dado em m).

- $Q_{\text{cond}_{\text{EX}i,t}}$ - fluxo de energia térmica por unidade de área devido ao processo da condução, dado por-
- $Q_{\text{cond}_{\text{EX}}}$ - fluxo de energia térmica por condução na face externa de um elemento de vedação (W/m^2).
- $Q_{\text{cond}_{\text{IN}i,t-1}}$ - fluxo de energia térmica por unidade de área transmitido por condução na iésima superfície no instante ($t - 1$).
- $Q_{\text{cond}_{\text{int}i,t}}$ - fluxo de energia térmica por unidade de área devido ao processo da condução.
- $Q_{\text{cond}_{\text{int}}}$ - fluxo de energia térmica conduzido em direção ao interior do sólido (W/m^2)
- $Q_{\text{conv}_{\text{ext}}}$ - troca de energia térmica por convecção com o ar exterior na face externa de um elemento de vedação (W/m^2).
- $Q_{\text{conv}_{\text{int}}}$ - o fluxo de energia térmica devido a convecção (W/m^2)
- Q_{EQUP} - energia térmica gerada por equipamentos, por unidade de tempo.
- $Q_{\text{infil/vent}}$ - ganhos de energia térmica por infiltração de ar externo e/ou por ventilação (W)
- Q_L - carga latente gerada por uma pessoa à temperatura ambiente T_A , sendo (em W)-
- Q_{LITE} - quantidade de energia térmica gerada por lâmpadas, por unidade de tempo.
- Q_{LSt} - carga térmica sensível em cada instante t
- Q_{OCPL} - carga latente gerada pelos ocupantes, dada por-
- Q_{OCPS} - quantidade de energia térmica sensível gerada pelos ocupantes, por unidade de tempo.
- Q_{pel} - ganhos de energia térmica convectivos originados por pessoas, equipamentos e lâmpadas (W)
- $Q_{\text{rad}_{\text{liq}}}$ - troca líquida de energia térmica por radiação de um elemento com os demais elementos da envoltória (W/m^2)

- $Q_{rad_{01}}$ - troca de energia térmica por radiação de onda longa com o entorno na face externa de um elemento de vedação (W/m^2).
- Q_{RS} - radiação solar absorvida pela face externa de um elemento de vedação (W/m^2)
- Q_R - radiação solar e de fontes internas de energia térmica (W/m^2)
- Q_{solar_t} - carga térmica, no instante t , decorrente do ganho de energia solar no instante $t - j$, por janelas sem dispositivo interno de sombreamento
- Q_t - fluxo de energia térmica que atravessa a vedação no instante t (W)
- q_t - ganhos instantâneos de energia térmica
- RE - fração de Q_{EQUP} transferida diretamente para o ar interior por convecção.
- Res - resolução do instrumento na escala utilizada;
- R_i - "razão comum" dos fatores de resposta térmica do iésimo elemento.
- RL - fração de Q_{LITE} transferida diretamente para o ar interior por convecção.
- RO - fração de Q_{OCPS} transferida diretamente para o ar interior por convecção.
- $RS_{d,t}$ - radiação solar difusa incidente, no instante t ;
- $RS_{D,t}$ - radiação solar direta incidente, no instante t ;
- RS_t - Radiação solar incidente na superfície no instante t ;
- $SHG_{i,t}$ - fluxo de energia solar por unidade de área, incidente sobre a iésima superfície no instante t
- S_i - área da iésima superfície (m^2)
- β_d - absortância à radiação solar difusa
- β_D - absortância à radiação solar direta
- $T(x,y)$ - temperatura de bulbo seco do ar de insuflamento;
- TA' - temperatura da superfície "externa" (face posterior) da vedação que separa o recinto em análise do ambiente adjacente que, dependendo do caso, é assumido como sendo igual a TA ou TE em cada instante.

$T_{ar,ext,t}$ - Temperatura de bulbo seco do ar exterior;
 $TAS_{ext,AT}$ - temperatura ar-sol atrasada de AT horas em relação à hora t;
 $TAS_{ext,med}$ - temperatura ar-sol média diária;
 TAS_t - Temperatura ar-sol no instante t;
 TA_t - temperatura do ar interior no instante t.
 TCT - quantidade total de nuvens, expressa em décimos de céu.
 TET - temperatura do ar exterior no instante t.
 $TETD_t$ - diferença de temperatura equivalente ($^{\circ}C$)
 TG - temperatura do solo a 30 cm de profundidade.
 $Tins_t$ - temperatura do ar insuflado pelo sistema de condicionamento, no instante t.
 T_j - coeficientes obtidos experimentalmente que caracterizam a transmitância do vidro;
 t_{lr} - troca líquida de calor por radiação de onda longa entre a vedação e o entorno
 T_m - temperatura média do ambiente
 $TSE_{i,t}$ - temperatura superficial exterior do iésimo elemento no instante t.
 $TSI_{i,t}$ - temperatura superficial interior do iésimo elemento no instante t.
 t - unidade de tempo (s)
 u - umidade absoluta do ar da sala (kg água/kg ar seco)
 U - coeficiente global de transmissão de energia térmica (dado em $W/(m^2K)$)
 u_e - umidade absoluta do ar que entra no ambiente (kg água/kg de ar seco)
 u_s - umidade absoluta do ar que sai do ambiente (kg água/kg de ar seco)
 U - umidade do ar no interior do ambiente no instante t (kg água);

U - coeficiente global de troca de energia térmica da vedação ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$)

$v(x,y)$ - velocidade do ar na direção perpendicular ao plano da face do difusor do equipamento de ar-condicionado;

v_i - fatores de ponderação para ganhos de energia térmica.

vol - volume da sala (m^3)

WA - umidade absoluta do ar exterior. (kg de água/kg ar seco)

WIN - umidade absoluta do ar interior. (kg de água/kg ar seco)

W_i - fatores de ponderação para cargas térmicas.

$X_{i,j}; Y_{i,j}$ e $Z_{i,j}$ - fatores de resposta térmica do iésimo elemento de vedação

R E S U M O

O uso de softwares de simulação tem-se tornado prática cada vez mais freqüente nas atividades de avaliação de desempenho térmico de edificações e projeto de sistemas de ar-condicionado. Entre estes softwares, destaca-se o programa NBSLD, pelo detalhamento do modelo matemático empregado na simulação das trocas térmicas que ocorrem em um ambiente.

Visando validar suas principais hipóteses simplificadoras e implementar seu código fonte, a fim de contornar algumas limitações existentes, foram realizadas análises numéricas para alguns projetos típicos de edificação e medições em um recinto, estando este condicionado e não-condicionado.

Avaliou-se o efeito da linearização das equações de troca de calor por radiação, da fixação dos coeficientes de convecção na face interna das paredes e do emprego das temperaturas do dia anterior ao analisado na exatidão do cálculo.

Foram elaborados rotinas e algoritmos que permitissem avaliar a convergência do processo de cálculo, estimação da variação das propriedades óptico-solares dos vidros em função do ângulo de incidência da radiação solar, determinar a umidade do ar quando o recinto não está condicionado e estimar os coeficientes de troca de calor por convecção natural na face interior das vedações. Este último elemento se mostrou de importância fundamental para a exatidão do cálculo.

Abstract

Simulation software is a common tool in building thermal evaluation and air conditioning systems designs activities. The NBSLD program is one of the most important by its detailed mathematical model of heat changes inside a environment.

To validate its main hipotesis and improve its source code, was made numerical analisys considering some typical buildings designs and measurements in a test room.

Was evaluated the effect of linearization of radiant heat changes, the natural convective coefficient inside the room and previous temperature values in the accuracy of calculation.

Also, was developed routines to check the calculation convergence, to calculate solar-optical properties of fenestration, to determinate the relative humidity inside unconditioned rooms and evaluate the natural convective heat change coefficient inside the room. The last one was found be critical to the accuracy of calculation

Estudo Teórico-Experimental de Método de Cálculo para a
Determinação de Cargas Térmicas, da Temperatura e da
Umidade do Ar de Ambientes Condicionados.

1 Introdução

A determinação das trocas térmicas e de massa que ocorrem entre um ambiente condicionado e o meio que o envolve é uma matéria de interesse de diversos ramos da engenharia.

A questão pode ser encarada sob o enfoque do projetista de edificações que deseja dimensionar um edifício que mantenha níveis de temperatura, umidade e pureza do ar satisfatórios aos seus usuários, da maneira mais natural possível, tirando o máximo proveito das condições climáticas do local onde será implantada a construção; como pode ser observada segundo o ponto de vista do projetista de sistemas de ar-condicionado que busca dimensionar, com a maior exatidão possível, o equipamento a ser utilizado em uma determinada situação; bem como sob o prisma da conservação de energia.

Este último ponto acaba englobando os dois anteriores, já que nem sempre se conseguem condições satisfatórias de conforto térmico sem o uso dos sistemas de ar-condicionado e que, principalmente, muitos destes sistemas, dependendo da estratégia adotada no seu controle, apresentam baixos rendimentos^[1] quando operam sob cargas parciais. Segundo Lomardo^[2], em grandes edifícios "comerciais-

administrativos" na cidade do Rio de Janeiro, 38% do gasto total de energia elétrica provém do uso de sistemas de ar-condicionado.

Atualmente, tanto o projetista de edificações como o projetista de sistemas de ar-condicionamento têm como ferramentas de trabalho métodos simplificados para cálculo das cargas térmicas de condicionamento. Em geral métodos baseados em tabelas desenvolvidas em outros países, principalmente nos Estados Unidos, nas quais foram adotadas suas condições climáticas, formas de construir, bem como as propriedades térmicas dos seus materiais. Não é raro encontrarmos em tais tabelas referências a materiais não empregados aqui e a composições de vedações (paredes, coberturas) que não fazem parte de nossas técnicas construtivas. Além disso, segundo a ASHRAE^[3], tais métodos não representam fontes adequadas de dados para a otimização energética de sistemas de condicionamento.

Por outro lado, os métodos de cálculo suficientemente genéricos e potencialmente exatos, que foram usados na geração das tabelas citadas acima, são extremamente trabalhosos para serem utilizados manualmente. Este é o caso do método empregado no programa NBLSD^[4], desenvolvido no National Bureau of Standards NBS - EUA (atual NIST), e implantado no computador de grande porte do IPT no início da década de 80, através de projetos internos^[5] de pesquisas, e de dissertações de mestrado, apresentadas ao Departamento de Construção Civil da EPUSP^[6,7], para o estudo do método de cálculo empregado no programa.

Este programa vem sofrendo aprimoramentos contínuos desde sua instalação inicial, sempre validados através de medições, e é utilizado hoje, basicamente, na avaliação do desempenho térmico de edificações. Com base nesta experiência, percebeu-se que este software apresenta as características necessárias para suprir as necessidades do mercado de projetistas de edificações e de calculistas de cargas térmicas para sistemas de ar condicionado, já que com ele pode-se calcular tanto cargas térmicas de condicionamento como temperatura do ar quando o ambiente não está condicionado, desde que esteja disponível para uso em microcomputadores.

Entretanto, ao longo desse período, sentiu-se a necessidade de se implementar algumas partes de seu código fonte a fim de eliminar algumas simplificações que estavam prejudicando sua exatidão em algumas situações específicas.

1.1 Objetivos

Pretende-se, aqui, analisar e aprimorar o método de cálculo utilizado no programa, visando torna-lo uma ferramenta de trabalho mais prática e confiável para atividades de rotina do IPT, e adapta-lo para uso em microcomputadores compatíveis com o IBM-PC para, no futuro, transferi-lo para projetistas de edificações e de sistemas de ar-condicionado.

Mais detalhadamente, estes objetivos podem se divididos da seguinte forma:

- 1) Realizar análises numéricas, das principais hipóteses simplificadoras empregadas pelo modelo de cálculo, para verificar sua validade;
- 2) Otimizar programa de computador baseado no modelo de cálculo apresentado no objetivo 1, para cálculo de temperatura do ar e cargas térmicas (sensível e latente) em ambientes de edificações;
- 3) Implementar seu código fonte de modo a torna-lo mais flexível a novas condições de entrada de dados e realizar uma validação experimental destas alterações.
- 4) Verificar a validade geral do programa a partir de medições em protótipo.

2. Revisão bibliográfica

A revisão bibliográfica foi realizada visando levantar os principais modelos matemáticos empregados no programa NBSLD, bem como outros que fossem mais eficientes e que pudessem substituir os atualmente utilizados, e outros programas similares.

2.1 Princípios Básicos

As variáveis que influem no cálculo das cargas térmicas, são muitas, inter-relacionadas e variam significativamente ao longo de um dia. Estas variações estão, normalmente, defasadas entre si, o que dificulta a determinação da carga térmica máxima de um ambiente de edificação para uma determinada condição de exposição.

Os diversos métodos existentes para cálculo das cargas térmicas de condicionamento buscam determinar sua distribuição temporal a partir dos ganhos de energia térmica. Antes de se falar em tais métodos, é importante fazer uma distinção entre as trocas térmicas mais comuns em projetos de instalações de ar-condicionado. São elas: a) ganhos de energia térmica nos ambientes; b) carga térmica de condicionamento dos ambientes; c) taxa de extração de energia térmica e d) carga térmica do equipamento de resfriamento.

É importante ressaltar que estes termos referem-se a situações em que a edificação está sendo resfriada. Para os casos em que ocorra o aquecimento de ambientes, tem-se os

mesmos conceitos, porém devendo-se alterar a nomenclatura, substituindo-se os termos "ganhos" por "perdas" e "resfriamento" por "aquecimento".

2.1.1 Ganho de energia térmica do ambiente

O ganho de energia térmica do ambiente, ou taxa instantânea de ganho de energia térmica, é a taxa na qual energia térmica entra ou é gerado no interior de um recinto, sendo classificado como sensível ou latente. O ganho de energia térmica sensível (em W ou W/m^2) do ambiente ocorre por ventilação/infiltração, condução, convecção e radiação. O ganho de energia térmica latente (em W ou g de água/s) ocorre quando umidade é adicionada ao recinto.

Estes ganhos podem se dar das seguintes formas: a) incidência de radiação solar através de superfícies transparentes; b) condução de energia térmica através de vedações externas; c) condução de energia térmica através de partições internas; d) energia térmica gerado no interior do ambiente por lâmpadas, equipamentos e ocupantes; e) por meio de ventilação e infiltração de ar exterior.

2.1.2 Carga térmica do ambiente

É a taxa instantânea na qual energia térmica, em W, deve ser retirada por convecção do ambiente para manter a temperatura e/ou a umidade do ar constantes.

A soma de todos os ganhos de energia térmica instantâneos, em um dado momento, não é necessariamente igual à carga térmica de condicionamento naquele momento. Isto decorre do fato de que a componente radiante dos ganhos de energia térmica sensível deve ser primeiro absorvida pela envoltória do recinto e pela sua mobília, aquecendo-os acima da temperatura de bulbo seco do ar, para posteriormente serem transferidos para o ar do ambiente por convecção.

A capacidade de armazenamento térmico e a resistência térmica das camadas superficiais das vedações e do mobiliário irão determinar a velocidade de aumento de sua temperatura superficial, para um dado ganho de energia térmica radiante. Este "armazenamento" de energia térmica é o elemento diferenciador entre os ganhos de energia térmica e as cargas térmicas de condicionamento.

2.1.3 Taxa de extração de energia térmica

A taxa na qual a energia térmica é retirada de um ambiente pelo sistema de condicionamento é chamada de taxa de extração de energia térmica.

Esta taxa é igual a carga térmica de condicionamento do ambiente quando a temperatura e a umidade do ar ambiente são mantidas constantes. Este fato ocorre com pouca frequência devido à operação intermitente de grande parte dos sistemas de ar-condicionado em torno de um "set point".

A taxa de extração de energia térmica do ambiente é a informação que deve ser tomada como base para se analisar o consumo energético de equipamentos de condicionamento, se o seu sistema de controle for modelado adequadamente e não a carga térmica de condicionamento do ambiente.

2.1.4 Carga térmica no equipamento de resfriamento

A carga térmica no equipamento de resfriamento, ou carga térmica na serpentina, como normalmente é denominada em sistemas de ar condicionado, é a taxa na qual a energia é removida na serpentina de resfriamento que serve a um ou mais espaços condicionados.

A carga térmica no equipamento é igual à soma das taxas instantâneas de extração de energia térmica dos ambientes servidos por ela, mais qualquer carga adicional imposta ao equipamento, externa aos ambientes, como por exemplo ganhos de energia térmica devidos a incidência de radiação solar nos dutos de distribuição de ar frio pela edificação.

2.1.5 Inter-relacionamento das trocas térmicas

A Figura 2.1 mostra, esquematicamente, o inter-relacionamento destas quatro trocas de energia térmica citadas acima.

Este trabalho se aterá apenas ao estudo dos ganhos de energia térmica e das cargas térmicas de condicionamento dos ambientes, não buscando analisar equipamentos de ar condicionado, sistemas de controle e os seus desempenhos.

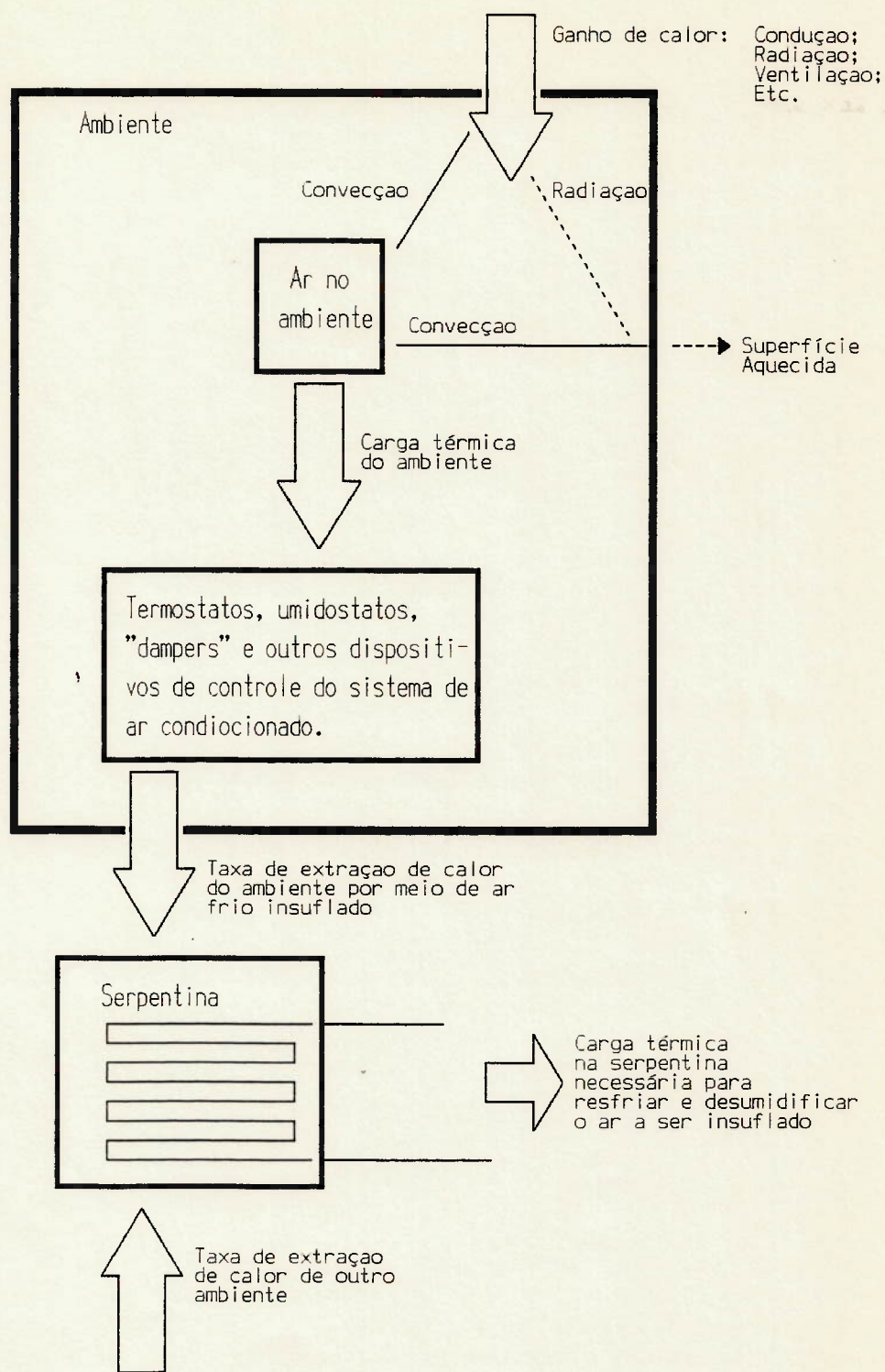


FIGURA 2.1: Representação esquemática do inter-relacionamento das trocas térmicas em um ambiente condicionado.

2.2 Cálculo de cargas térmicas - Breve histórico

Os métodos empregados para a determinação da carga térmica de resfriamento de ambientes tem evoluído muito ao longo das duas últimas décadas.

No início dos anos 60, a determinação das trocas térmicas que se processam por condução entre o ambiente a ser condicionado e o ambiente exterior, através de elementos opacos, como por exemplo paredes, era feito, na maior parte das vezes, admitindo-se a hipótese de que o fenômeno ocorre em regime permanente. Contudo, sabe-se que esta simplificação não apresenta bons resultados devido ao armazenamento térmico que se observa nestes elementos. A existência deste armazenamento impõe que a questão seja encarada sob um ponto de vista dinâmico. Algumas tentativas de modelar este fenômeno foram feitas ainda na década de 40 por Mackey e Wright^[8]. Estes autores determinaram soluções analíticas para os fluxos de energia térmica nas superfícies internas de vedações compostas, empregando séries de Fourier e tendo como condições de contorno um valor constante para a temperatura do ar interior e uma variação senoidal da temperatura ar-sol na face exterior do elemento. A partir destas análises, foram tabelados valores de "amortecimento" e "atraso" para a "onda de calor" que atravessa a vedação para diversas situações e, posteriormente, foram utilizados num método denominado da "diferença de temperatura total equivalente" (total equivalent temperature difference - TETD).

Como marco do início do desenvolvimento dos métodos de cálculo atualmente utilizados, pode-se citar os trabalhos de Mitalas^[9] e Kusuda^[10] com o método numérico dos "Fatores de Resposta Térmica" para a determinação de fluxos de energia térmica através de vedações compostas, para qualquer tipo de variação tanto na temperatura do ar interior como da temperatura do ar exterior. Este método, desenvolvido com vistas a ser utilizado com computadores, utiliza conceitos de transformadas de Laplace para resolução da equação de condução de energia térmica quando a vedação é submetida a pulsos de temperatura nas suas faces. Um resumo deste método é apresentado no Anexo A. Posteriormente, Mitalas^[11] reduziu o número de operações aritméticas deste método com a introdução das chamadas transformadas Z e, posteriormente, dos fatores de ponderação para o cálculo de cargas térmicas em ambientes.

Em 1967, no "Handbook of Fundamentals"^[12] da ASHRAE foi introduzido o método TETD que calcula cada um dos ganhos de energia térmica em regime transitório de um ambiente, utilizando os valores de amortecimento e atraso calculados por Mackey e Wright, e soma todos estes componentes, num dado instante, obtendo-se assim, o ganho instantâneo de energia térmica total do ambiente. Este ganho é convertido em carga térmica de resfriamento instantânea estimando-se, segundo a experiência do calculista, qual parcela deste total é de natureza convectiva e quanto da parcela radiante será retirada do

ambiente como carga térmica, em cada uma das horas posteriores à do ganho de energia térmica.

Outro procedimento, também proposto pela ASHRAE, aproximadamente na mesma época, é o método das funções de transferência, baseado nas transformadas Z de Stephenson e Mitalas (transfer function method - TFM)[13], que aplica uma série de fatores de ponderação aos ganhos de energia térmica e às cargas térmicas das horas anteriores, bem como no instante atual, para considerar o armazenamento térmico na conversão dos ganhos de energia térmica em carga térmica. O termo "função de transferência" é usado por representar um conjunto de coeficientes que relaciona uma "função resposta", em um determinado instante, com uma ou mais "funções de atuação", naquele instante e nos demais instantes anteriores. Esses fatores "contabilizam" o efeito do armazenamento térmico na conversão do ganho de energia térmica em carga térmica. Tais fatores de ponderação são função de características do recinto, como sua geometria, mobiliário, massa da envoltória etc. e visam refletir a ponderação temporal do efeito de armazenamento térmico. A ASHRAE em seus "Handbooks of Fundamentals" apresenta tabelas contendo as funções de transferência obtidas para diversos tipos de vedações.

Contudo, esses dois métodos propostos mostravam-se muito trabalhosos, sendo mais adequados a aplicações computacionais do que a cálculos manuais. Sendo assim, esta mesma instituição, no seu "Handbook of Fundamentals" de 1977 apresentou o método da diferença de temperatura para

carga de resfriamento/fator de carga de resfriamento (cooling load temperature difference - CLTD, cooling load factor - CLF) que é constituído por uma série de tabelas de diferenças de temperaturas padronizadas para diversas vedações, obtidas através de simulações computacionais usando o método das funções de transferência. Estas tabelas permitem o cálculo da carga térmica resultante do processo de condução/convecção simplesmente multiplicando o valor do CLTD tabelado para aquela vedação pelo valor coeficiente global de transferência de energia térmica e pelas áreas. Estes valores de CLTD podem ser ajustados para condições climáticas distintas daquelas para as quais foram construídas as tabelas. O uso destas tabelas, onde já está implícito o efeito do armazenamento térmico, simplificou bastante os cálculos, tornando-se assim, o método mais adequado para aplicações manuais, sendo utilizado até hoje. Mais especificamente, as tabelas do método do CLTD/CLF surgiram de uma pesquisa, promovida pela ASHRAE em 1975, para comparar os dois métodos anteriormente utilizados, TFM e TETD.

Por outro lado, no início da década de 70, começa-se a desenvolver métodos de cálculo mais detalhados com vistas a aplicações computacionais. Estes métodos tinham como característica um modelo matemático complexo que simulava bem o efeito do armazenamento térmico através do emprego do métodos dos fatores de resposta térmica para a determinação dos ganhos de energia térmica em regime transitório e pela montagem de "n" equações lineares, que representam o

balanço de energia de cada superfície que constitui a envoltória do recinto, a "n" incógnitas, as temperaturas superficiais destes elementos, sendo contudo inaplicáveis a cálculos manuais. Os fundamentos deste método, desenvolvido por Kusuda^[14] são apresentados em 2.4.

Pode-se dizer que a década de 70 assiste ao nascimento e desenvolvimento dos programas de simulação que usam o método de cálculo citado no parágrafo anterior e o dos fatores de ponderação, ganhando destaque os programas NBSLD, BLAST, DOE-2 e suas revisões da década seguinte.

A grande difusão da microinformática ocorrida na década de 80, incentivou o desenvolvimento de "softwares" que automatizavam o uso de tabelas dos métodos TFM e o CLTD.

No início da década de 80 Walton^[15,16] apresenta alterações e simplificações que podem ser inseridas no código fonte dos programas NBSLD e BLAST, de forma a diminuir seu tempo de processamento. Estas alterações visavam basicamente simplificar o balanço de energia radiante entre as vedações do ambiente e apresentavam bons resultados quando se calculava a carga térmica sensível dos ambientes, mas não poderiam ser aplicadas ao cálculo da temperatura do ar quando o ambiente não estava condicionado.

Nesta década assistiu-se o surgimento de "novos" métodos de cálculo de fluxos de energia térmica através de paredes e de cargas térmicas visando agilizar os programas de computador já existentes. Entre tais métodos pode-se

destacar o de Buffington^[17] que determina os fluxos de energia térmica que atravessam as vedações decompondo o perfil de temperatura ar-sol e da temperatura do ar interior em séries de Fourier (até a 12ª harmônica) e as multiplicando por uma matriz de transferência que caracteriza a resposta do elemento em questão no campo complexo. Aplicando-se o princípio da superposição, escreve-se que o fluxo de energia térmica total, em um dado instante, é a somatória daqueles dados pelas harmônicas individualmente. Desta forma, os fluxos de energia térmica resultantes também terão a forma de series de Fourier no campo complexo. Pode-se dizer que esta é outra variante do método de fatores de resposta térmica.

Seem^[18] et al. apresenta uma "função de transferência simplificada" para cálculo das cargas térmicas utilizando conceitos de regressão linear aos resultados de simulações de balanço de energia afim de obter expressões com um número reduzido de coeficientes para a função. Este processo é basicamente o mesmo desenvolvido por Stephenson e Mitalas no início da década de 70, porém tendo como produto final uma função de transferência com menor número de termos. Gráficos comparativos entre a função de transferência tradicional e a simplificada, apresentados no mesmo trabalho, mostram diferenças pouco significativas entre os resultados obtidos com a aplicação dos dois métodos.

Sherman et al^[19], buscando caracterizar os materiais que compõem uma vedação com composição desconhecida a

partir de sua resposta em fluxo de energia térmica para excitações de temperatura, apresentam um método alternativo de cálculo dos fluxos de energia térmica, proveniente de uma análise do problema utilizando também séries de Fourier, contudo trabalhando apenas com as harmônicas de ordem mais baixa. Estas harmônicas são denominadas pelo autor de "filtros passa baixa", numa alusão a circuitos elétricos. Este método contudo necessita do uso de coeficientes de ajuste que são obtidos através de uma composição com o método dos fatores de resposta térmica.

Visto que os métodos desenvolvidos nas décadas de 60 e 70 ainda continuam sendo os mais utilizados atualmente e que fazem parte da maioria dos softwares de simulação hoje existentes, serão apresentados aqui em detalhe os seus fundamentos. Aqueles desenvolvidos na década de 80 podem ser vistos como são variações matemáticas dos primeiros não apresentando ganhos significativos em termos de tempo de cálculo ou flexibilidade.

2.3 Método da diferença de temperatura equivalente (TETD)

Este método, desenvolvido na década de 60, está baseado no uso de tabelas com valores de "amortecimento", "atraso" e TETDs para diversas configurações de coberturas e paredes para a determinação dos fluxos de energia térmica. Estes dados foram obtidos através de soluções analíticas do problema de transferência de energia térmica por condução unidimensional, utilizando-se técnicas de séries de Fourier, no domínio dos números complexos.

Todos os cálculos são feitos tomando com base uma temperatura interna de 24°C e condições externas representadas pela temperatura ar-sol correspondente às superfícies verticais, com várias orientações em relação ao norte, e horizontal em intervalos de tempo de 2 horas em dias típicos de projeto. Ressalte-se que este é o único método que utiliza este intervalo de tempo para cálculo das cargas térmicas. Nos demais métodos, utilizam-se um intervalo de tempo de uma hora, considerado adequado por Stephenson e Mitalas[20].

Os resultados obtidos das análises em séries de Fourier foram generalizados dividindo os valores horários dos fluxos de energia térmica pelo valor do coeficiente global de troca de energia térmica (U) de cada elemento de vedação, obtendo assim, para cada instante t, uma grandeza com unidade de temperatura, a chamada diferença de temperatura equivalente (TETD) em °C. A equação de ganho de energia térmica é:

$$Q_t = U.A.TETD_t \quad (1)$$

sendo:

Q_t = fluxo de energia térmica que atravessa a vedação no instante t (W)

U = coeficiente global de troca de energia térmica da vedação (W/(m²°C))

A = seção transversal do elemento atravessado pelo fluxo de energia térmica (m²)

TETD_t = diferença de temperatura equivalente (°C)

Os valores do "amortecimento" (AM) e do "atraso" (AT), também obtidos da análise em séries de Fourier, para cada

configuração podem ser compostos com a temperatura ar-sol, segundo a equação abaixo, para a determinação de $TETD_t$:

$$TETD_t = TAS_{ext,med} - TA_t + AM.(TAS_{ext,AT} - TAS_{ext,med}) \quad (2)$$

sendo:

$TAS_{ext,med}$ = temperatura ar-sol média diária;

TA_t = temperatura do ar interno;

$TAS_{ext,AT}$ = temperatura ar-sol atrasada de AT horas em relação à hora t;

A temperatura ar-sol, em uma dada hora do dia, é calculada por:

$$TAS_t = TE_t + abs.RS_t/H_e + tlr \quad (3)$$

com:

TAS_t = Temperatura ar-sol no instante t;

TE_t = Temperatura de bulbo seco do ar exterior;

abs = absortância à radiação solar da superfície externa do elemento de vedação ;

RS_t = Radiação solar incidente na superfície no instante t;

H_e = Coeficiente de convecção na face externa da vedação;

tlr = troca líquida de calor por radiação de onda longa entre a vedação e o entorno. Normalmente admitido como zero para superfícies verticais e $-66,3 \text{ W/m}^2$ para superfícies horizontais.

2.4 Método do balanço de energia térmica

O método do balanço de energia térmica aplica, em cada hora do dia, a primeira lei da termodinâmica (conservação de energia) às superfícies externa e interna de cada elemento que compõem a vedação de um ambiente, bem como para o ar no seu interior.

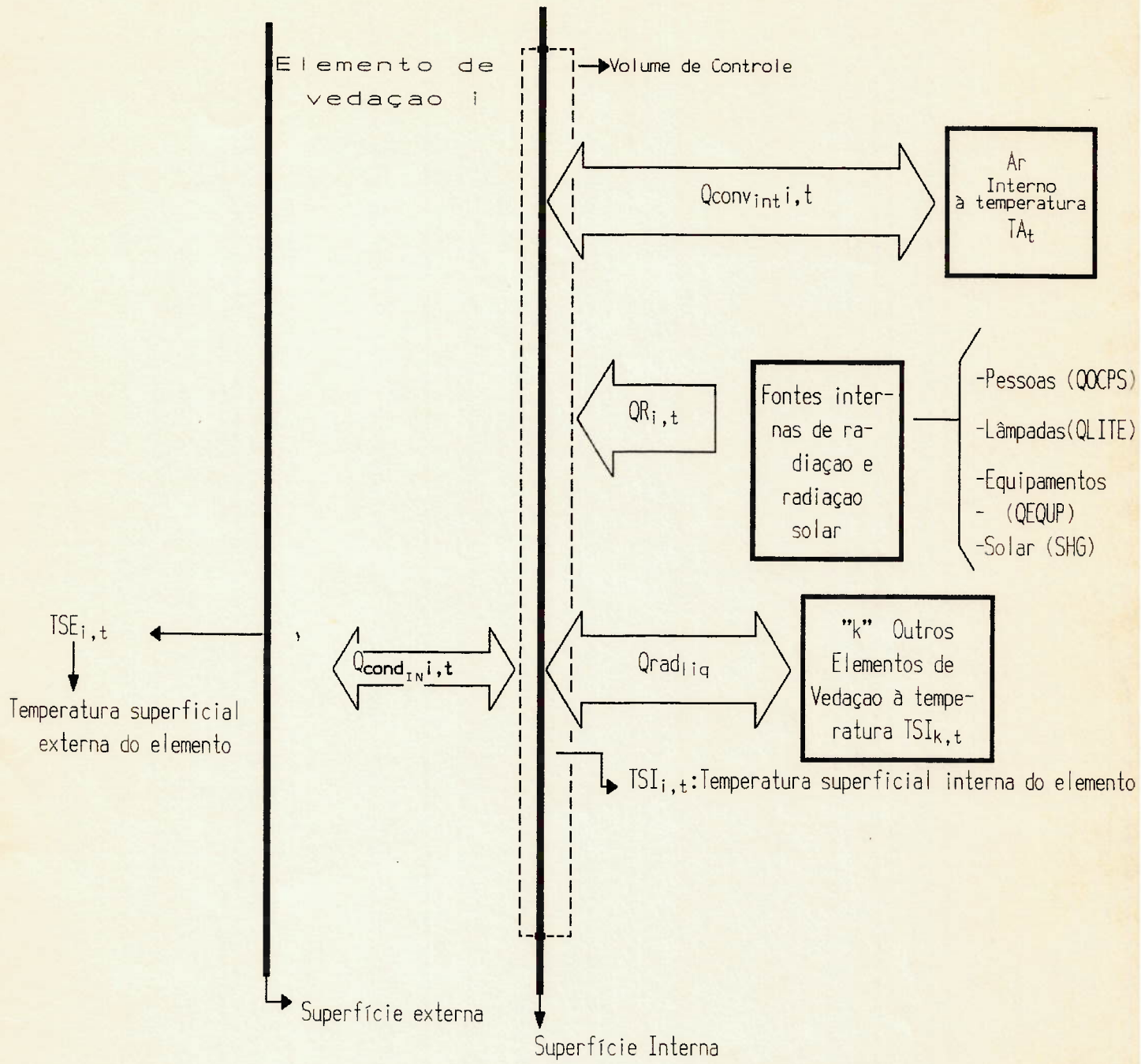
Para escrever as equações de balanço de energia térmica, considera-se um espaço dentro da edificação em análise circundado por vedações (piso, paredes, etc.). Em

cada instante t assume-se que estes elementos estão a uma temperatura uniforme e o ar da sala apresenta temperatura uniforme, denominada TA_t .

Considerando-se um volume de controle de espessura desprezível ao redor de uma superfície plana, o fluxo de energia térmica que atinge o elemento é igual ao fluxo de energia térmica que deixa este elemento, já que a massa do material contido neste volume de controle é praticamente igual a zero. Desta forma, na superfície interior de qualquer vedação (ver Figura 2.2), o fluxo de energia térmica devido a convecção ($Q_{conv_{int}}$), radiação solar e de fontes internas de energia térmica (QR), e o balanço líquido de troca de energia térmica por radiação com os demais elementos da envoltória ($Q_{rad_{liq}}$) deve ser igualado ao fluxo de energia térmica conduzido em direção ao interior do sólido ($Q_{cond_{int}}$), como pode ser visto na equação 4.

$$Q_{cond_{int}} = Q_{conv_{int}} + QR + Q_{rad_{liq}} \quad (4)$$

O balanço de energia cedido no ar é feito passando-se um volume de controle ao redor da massa de ar contida na sala e igualando-se as trocas de energia térmica por convecção com todas as vedações com aquelas provenientes de infiltração de ar externo e/ou por ventilação ($Q_{infil/vent}$) mais ganhos de energia térmica convectivos originados por pessoas, equipamentos e lâmpadas (Q_{pel}), segundo a equação abaixo:



$Q_{conv_{int},t}$: Fluxo de calor trocado por convecção entre o ar interno e a superfície do elemento

$$Q_{conv_{int},t} = H_{i,t} \cdot (TA_t - Tsi_{i,t})$$

$Q_{R_{i,t}}$: Fluxo de calor recebido por radiação

$$Q_{R_{i,t}} = SHG_{i,t} + [(1-RE) \cdot QEQUP + (1-RO) \cdot QOCPS + (1-RL) \cdot QLITE] / \left(\sum_{i=1}^{NS} S_i \right)$$

$Q_{rad_{i,q}}$: Fluxo de calor trocado por radiação com outras vedações

$$Q_{rad_{i,q}} = \sum_{j=1}^{NS} G_{i,k} (Tsi_{i,t} - Tsi_{k,t})$$

$Q_{cond_{IN},t}$ Fluxo de calor trocado por condução através do volume de controle, dado por:

$$Q_{cond_{IN},t} = X_{i,0} \cdot Tsi_{i,t} - Y_{i,0} \cdot Tse_{i,t} + \left(\sum_{j=1}^{Ni} X'_{i,j} \cdot Tsi_{i,t-j} \right) - \left(\sum_{j=1}^{Ni} Y'_{i,j} \cdot Tse_{i,t-j} \right) + R_i \cdot Q_{cond_{IN},t-1}$$

FIGURA 2.2: Representação esquemática do volume de controle e dos fluxos de calor envolvidos no balanço de energia da superfície interna do elemento de vedação

$$Q_{conv_{int}} = Q_{infil/vent} + Q_{pel} \quad (5)$$

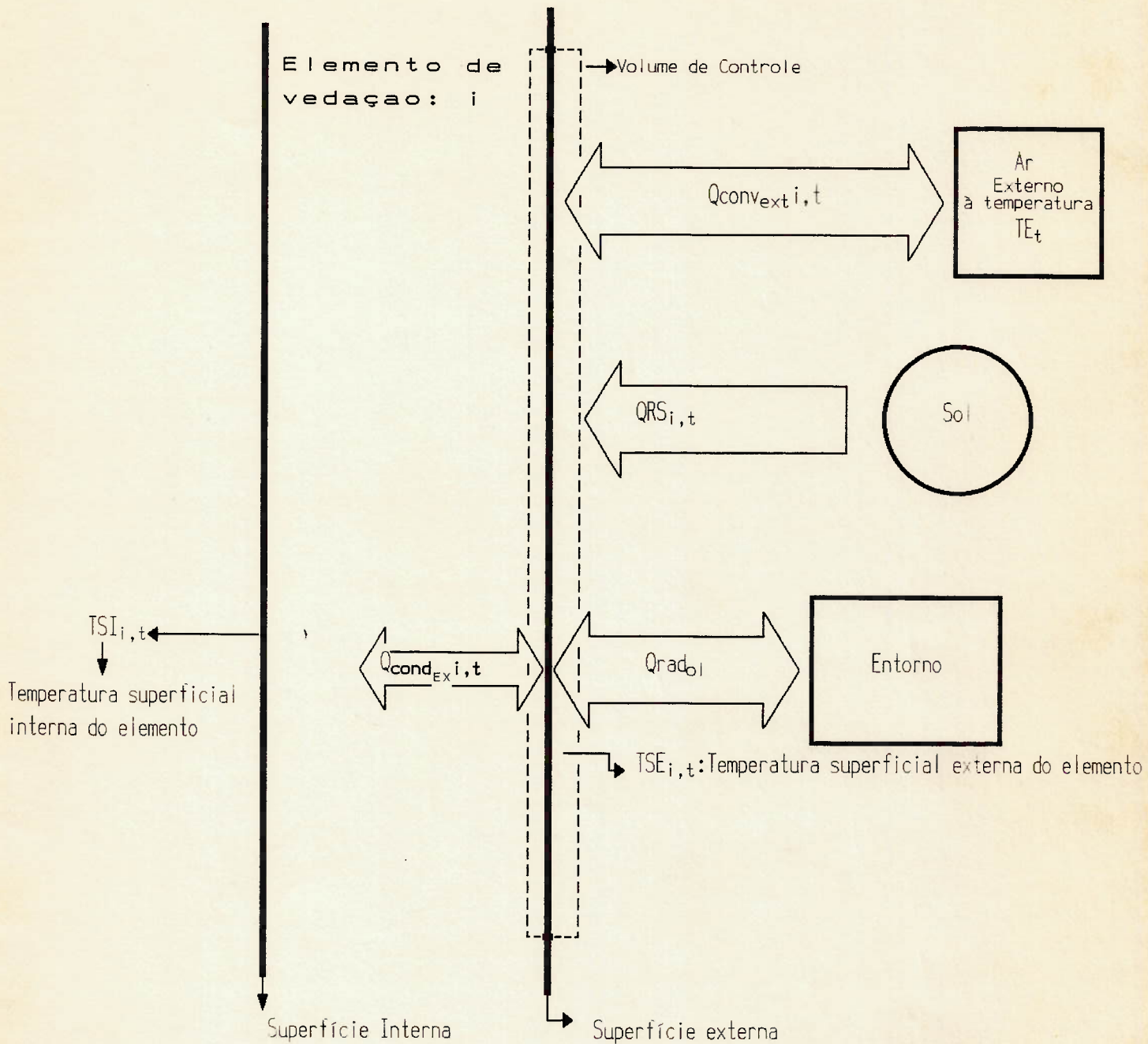
Desprezou-se a capacidade de armazenamento térmico do ar por ser muito menor do que o das paredes que compõem a envoltória do recinto.

Da mesma forma, passando um volume de controle de espessura desprezível ao redor da superfície exterior da parede externa (Figura 2.3), o fluxo de energia térmica por condução ($Q_{cond_{EX}}$) que penetra no sólido em direção ao ambiente deve ser equilibrado pelo pela radiação solar absorvida (Q_{RS}), pela troca de energia térmica por convecção com o ar exterior ($Q_{conv_{ext}}$) e pela troca de energia térmica por radiação de onda longa com o entorno ($Q_{rad_{O1}}$), conforme apresentado na equação 6.

$$Q_{cond_{EX}} = Q_{RS} + Q_{conv_{ext}} + Q_{rad_{O1}} \quad (6)$$

Este conjunto de equações é resolvido para as incógnitas: temperaturas superficiais e temperatura do ar. Uma vez conhecidos estes valores, eles podem ser usados para calcular a transferência de energia térmica por convecção com o ar da sala. Para tanto, são assumidas as seguintes hipóteses:

- a) a temperatura do ar interior é uniforme em todo o recinto;
- b) os elementos e componentes da edificação são constituídos por camadas planas de material homogêneo, com propriedades térmicas constantes, e o fluxo de energia térmica que os atravessa é unidirecional e perpendicular ao plano do elemento;



$Q_{conv_{ext} i, t}$: Fluxo de calor trocado por convecção entre o ar e elemento = $H_{e i, t} \cdot (TE_t - Tse_{i, t})$

$QRS_{i, t}$: Fluxo de calor devido a incidência de radiação solar no elemento = $a_i \cdot IT_{i, t}$

$Q_{rad_{o1}}$: Fluxo de calor trocado por radiação de "onda longa" = $6,3 \cdot C_i \cdot (10 - TC_t)$

$Q_{cond_{ex} i, t}$: Fluxo de calor trocado por condução através do volume de controle, dado por:

$$Q_{cond_{ex} i, t} = Y_{i, 0} \cdot Tsi_{i, t} - Z_{i, 0} \cdot Tse_{i, t} + \left(\sum_{j=1}^{Ni} Y'_{i, j} \cdot Tsi_{i, t-j} \right) - \left(\sum_{j=1}^{Ni} Z'_{i, j} \cdot Tse_{i, t-j} \right) + R_i \cdot Q_{cond_{ex} i, t-1}$$

FIGURA 2.3: Representação esquemática do volume de controle e dos fluxos de calor envolvidos no balanço de energia da superfície externa do elemento de vedação

- c) as superfícies dos elementos e componentes da edificação são isotérmicas, sendo desprezíveis os efeitos de borda relativos ao fluxo de energia térmica nas proximidades das intersecções de várias superfícies;
- d) os coeficientes de transmissão de energia térmica por convecção são constantes ao longo de cada superfície isotérmica e no tempo;
- e) as superfícies dos elementos e componentes da edificação são corpos cinzentos com emissividade = 0,9.

Vale ressaltar que estas hipóteses são assumidas por todos os métodos de cálculo até aqui citados.

O modelo matemático empregado para o cálculo do fluxo de energia térmica que entra ou sai, em regime transitório, de um elemento de vedação, é o método dos fatores de resposta térmica. Desta forma, pode-se escrever as seguintes equações:

- $Q_{cond_{int}i,t}$: fluxo de energia térmica por unidade de área devido ao processo da condução, dado por:

$$Q_{cond_{IN}i,t} = X_{i,o} \cdot TSI_{i,t} - Y_{i,o} \cdot TSE_{i,t} + \left(\sum_{j=1}^{Ni} X'_{i,j} \cdot TSI_{i,t-j} \right) + \left(\sum_{j=1}^{Ni} Y'_{i,j} \cdot TSE_{i,t-j} \right) + R_i \cdot Q_{cond_{IN}i,t-1} \quad (7)$$

Com:

$X_{i,j}$; $Y_{i,j}$ e $Z_{i,j}$: fatores de resposta térmica do iésimo elemento (correspondente à iésima superfície).

$i = 1, 2, \dots, NS$

$j = 1, 2, \dots, Ni$

Ni = número de fatores de resposta térmica do iésimo elemento.

$TSI_{i,t}$: temperatura superficial interior do iésimo elemento no instante t .

$TSI_{i,t-j}$: temperatura superficial interior do iésimo elemento para as horas precedentes.

R_i : "razão comum" dos fatores de resposta térmica do iésimo elemento, dado pelo quociente entre 2 fatores de resposta térmica consecutivos quando dois quocientes consecutivos são iguais.

$$X'_{i,j} = X_{i,j} - (X_{i,j-1} \cdot R_i)$$

$$Y'_{i,j} = Y_{i,j} - (Y_{i,j-1} \cdot R_i)$$

$$i = 1, 2, \dots, NS$$

$$j = 1, 2, \dots, Ni$$

$TSE_{i,t}$: temperatura superficial exterior do iésimo elemento no instante t .

$TSE_{i,t-j}$: temperatura superficial exterior do iésimo elemento para as horas precedentes.

$Q_{cond_{IN}i,t-1}$: fluxo de energia térmica por unidade de área transmitido por condução na iésima superfície no instante $(t - 1)$.

- $Q_{cond_{EX}i,t}$: fluxo de energia térmica por unidade de área devido ao processo da condução, dado por:

$$\begin{aligned} Q_{cond_{EX}i,t} &= Y_{i,0} \cdot TSI_{i,t} - Z_{i,0} \cdot TSE_{i,t} + \\ &+ \left(\sum_{j=1}^{Ni} Y'_{i,j} \cdot TSI_{i,t-j} \right) - \left(\sum_{j=1}^{Ni} Z'_{i,j} \cdot TSE_{i,t-j} \right) + \\ &+ R_i \cdot Q_{cond_{EX}i,t-1} \end{aligned} \quad (8)$$

Com:

$$\begin{aligned} Y'_{i,j} &= Y_{i,j} - (Y_{i,j-1} \cdot R_i) \\ Z'_{i,j} &= Z_{i,j} - (Z_{i,j-1} \cdot R_i) \end{aligned}$$

A equação que expressa a troca de energia térmica líquida por radiação entre as superfícies internas entre dois elementos de vedação i e j é linearizada e dada por:

$$Q_{rad_{liq}} = \sum_{j=1}^{NS} G_{ij} (TSI_{i,t} - TSI_{j,t}) \quad (9)$$

Sendo :

$$G_{i,j} = 4 \cdot B \cdot E_i \cdot F_{i,j} \cdot (T_m)^3 \quad (10)$$

$TSI_{i,t}$ - temperatura superficial do elemento i

$TSI_{j,t}$ - temperatura superficial do elemento j

E_i - emissividade da iésima superfície.

B - constante de Stephan-Boltzman.

$$T_m = (TSI_{i,t} + TSI_{j,t}) / 2$$

$F_{i,j}$ = fator de forma entre as superfícies i e j

O fluxo de energia térmica por unidade de área devido a convecção na superfície interna do elemento i ($Q_{conv_{int},i}$) é dada por:

$$Q_{conv_{int},i} = H_i \cdot (TA_t - TSI_{i,t}) \quad (11)$$

sendo:

TA_t : temperatura do ar interior no instante t.

H_i : coeficiente de convecção da iésima superfície.

O valor do ganho de energia térmica radiante por unidade de área (QR) de cada elemento de vedação i no instante t é dado por:

$$QR_{i,t} = SHG_{i,t} + \frac{(1-RE) \cdot QE_{OUP} + (1-RO) \cdot QCPS + (1-RL) \cdot QLITE}{\sum_{i=1}^{NS} S_i} \quad (12)$$

onde

$SHG_{i,t}$: fluxo de energia solar por unidade de área, incidente sobre a iésima superfície no instante t - proveniente da radiação solar transmitida através de janelas.

- QEQUP: energia térmica gerada por equipamentos, por unidade de tempo.
- QOCPS: quantidade de energia térmica sensível gerada pelos ocupantes, por unidade de tempo.
- QLITE: quantidade de energia térmica gerada por lâmpadas, por unidade de tempo.
- RE: fração de QEQUP transferida diretamente para o ar interior por convecção.
- RO: fração de QOCPS transferida diretamente para o ar interior por convecção.
- RL: fração de QLITE transferida diretamente para o ar interior por convecção.

O ganho de energia térmica por infiltração e ventilação ($Q_{infil/vent}$), no instante t , é dado por:

$$Q_{infil/vent} = m_{i_t}.C_p. (T_{E_t} - T_{A_t}) + m_{v_t}.C_p. (T_{ins_t} - T_{A_t}) \quad (13)$$

onde

m_{i_t} : vazão em massa do ar de infiltração, no instante t .
(kg/s)

T_{E_t} : temperatura do ar exterior no instante t . (°C)

m_{v_t} : vazão em massa do ar insuflado pelo sistema de condicionamento, no instante t . (kg/s)

T_{ins_t} : temperatura do ar insuflado pelo sistema de condicionamento, no instante t . (°C)

c_p : capacidade térmica específica do ar à pressão constante. (J/(kg.K))

O ganho de energia térmica convectivo devido a pessoas, lâmpadas e equipamentos (Q_{pel} em W), no instante t , é dado por:

$$Q_{pel} = QEQUP.RE + QOCPS.RO + QLITE.RL \quad (14)$$

O ganho de energia térmica por radiação solar por unidade de área (QRS) da superfície i , no instante t , é dado por:

$$QRS_{i,t} = abs_i \cdot RS_{i,t} \quad (15)$$

Com:

abs_i = absorptividade à radiação solar da superfície.

$RS_{i,t}$ = intensidade da radiação solar global incidente sobre a superfície no instante t . Este valor normalmente pode ser calculado com base em equações apresentadas no Handbook da ASHRAE no seu capítulo 27.

O fluxo de energia térmica por convecção na superfície externa da superfície externa ($Q_{conv_{ext}}$) do elemento i , no instante t , é dado por:

$$Q_{conv_{ext}i,t} = H_{ei,t} (T_{Et} - T_{SE\ i,t}) \quad (16)$$

Com:

$H_{ei,t}$ = coeficiente de convecção externo no instante t
($W/(m^2K)$)

T_{Et} = temperatura do ar exterior no instante t . ($^{\circ}C$)

A troca de energia térmica por radiação de onda longa ($Q_{rad_{ol}}$) é dada pela perda de energia térmica por unidade de área por radiação térmica de onda longa para o céu, dada por:

$$Q_{rad_{ol}} = 6,3 \cdot Ci \cdot (10 - T_{Ct}) \quad (17)$$

Com:

Ci = cosseno do ângulo compreendido por uma linha vertical e a normal à superfície.

T_{Ct} = quantidade total de nuvens, expressa em décimos de céu.

(Obs.: esta expressão foi desenvolvida de forma a que o fluxo de energia térmica perdido para o céu por uma superfície plana horizontal, sob condições de céu limpo, seja igual a 63 W/m^2).

Com estas modelagens, a determinação da carga térmica do ambiente ou da temperatura do ar consiste na resolução do seguinte sistema de equações, composto pelas equações de balanço de energia para as superfícies internas dos elementos que envolvem o ambiente e para o ar interior:

- Equação do balanço de energia na iésima superfície no instante t:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{cond}_{IN}i,t} = & X_{i,o} \cdot TSI_{i,t} - Y_{i,o} \cdot TSE_{i,t} + \left(\sum_{j=1}^{Ni} X'_{i,j} \cdot TSI_{i,t-j} \right) + \\
 & - \left(\sum_{j=1}^{Ni} Y'_{i,j} \cdot TSE_{i,t-j} \right) + R_i \cdot Q_{\text{cond}_{IN}i,t-1} + H_i \cdot (TA_t - TSI_{i,t}) + \\
 & + \sum_{k=1}^{Ni} G_{i,k} \cdot (TSI_{k,t} - TSI_{i,t}) + QR_{i,t} \quad (18)
 \end{aligned}$$

Onde:

NS: número de superfícies interiores que fazem parte do balanço de energia no ambiente (igual ao número de elementos que envolvem o ambiente).

Si: área da iésima superfície (m^2), com:
 $i = 1, 2, \dots, NS$

$F_{i,k}$: fator de forma para trocas de energia térmica por radiação entre a iésima e a késima superfície do recinto, com:

$i = 1, 2, \dots, NS$
 $k = 1, 2, \dots, NS$

$$(F_{i,i} = F_{k,k} = 0),$$

- Equação do balanço de energia para o ar interior:

$$\sum_{i=1}^{NS} S_i \cdot H_i \cdot (TSI_{i,t} - TA_t) + m_{i,t} \cdot C_p \cdot (TE_t - TA_t) + m_{v,t} \cdot C_p \cdot (T_{ins,t} - TA_t) +$$

$$+ Q_{EQUIP.RE} + Q_{OCPS.RO} + Q_{LITE.RL} = 0 \quad (19)$$

Elementos expostos ao ambiente exterior (por ex.: paredes externas ou coberturas).

A equação do balanço de energia para uma superfície i , exposta ao ambiente exterior, no instante t , é dada por:

$$Y_{i,0} \cdot TSI_{i,t} - Z_{i,0} \cdot TSE_{i,t} + \left(\sum_{j=1}^{Ni} Y'_{i,j} \cdot TSI_{i,t-j} \right) +$$

$$- \left(\sum_{j=1}^{Ni} Z'_{i,j} \cdot TSE_{i,t-j} \right) + R_i \cdot Q_{condEX_{i,t-1}} + a_i \cdot RS_{i,t} +$$

$$+ H_{e,i,t} (TE_t - TSE_{i,t}) + 6,3 \cdot C_i \cdot (10 - T_{ct}) = 0 \quad (20)$$

Tem-se portanto, um sistema de $(2 \cdot NS + 1)$ equações para se determinar, simultaneamente, os valores de $TSI_{i,t}$, $TSE_{i,t}$ ($i = 1, 2, \dots, NS$) e de TA_t . A partir daí é imediato o cálculo de $Q_{i,t}$. Quando TA_t é especificado, o que acontece quando o ambiente é condicionado, tem-se portanto, um sistema de $2 \cdot NS$ equações.

Normalmente este sistema de equações é expresso na forma matricial:

$$A \cdot T_t = B$$

2.4.1 Cálculo da carga sensível

A carga térmica sensível em cada instante t ($QLSt$ em W) é calculada através da seguinte equação:

$$QLSt = \sum_{i=1}^{NS} Si \cdot Hi (TSI_{i,t} - TA_t) + m_{it} \cdot Cp \cdot (TE_t - TA_t) + QEQU \cdot RE + QOCPS \cdot RO + QLITE \cdot RL \quad (21)$$

Nesta expressão, $QLSt$ será uma carga de resfriamento se apresentar valor positivo e de aquecimento se apresentar valor negativo. Ela corresponde à quantidade de energia (em W) recebida ou perdida pelo ar ambiente que deve ser retirada ou fornecida pelo sistema de condicionamento.

Observe-se que, para os casos mais comuns, quando o sistema de ar condicionado está superdimensionado, mv_t e $Tins_t$, não são usados enquanto a seguinte condição é satisfeita:

$$QLSt < mv_t \cdot cp \cdot (TAt - Tins_t) \quad (22),$$

que representa a avaliação da capacidade máxima do sistema de aquecimento ou resfriamento.

Isto significa que a temperatura imposta para o ar interior pode ser mantida até que a carga térmica calculada seja menor que a capacidade máxima do sistema de condicionamento, no caso em que o sistema de ar condicionado está subdimensionado. Quando a condição acima não é satisfeita, o valor da temperatura do ar utilizado para o cálculo da carga térmica não será mais válido. Os cálculos são portanto refeitos, calculando-se primeiramente a temperatura do ar interior.

2.5 Método dos fatores de ponderação

Os fatores de ponderação representam funções das transformadas em Z, que é um método empregado para se resolver equações diferenciais com dados discretos. Dois grupos de fatores de ponderação são usados: para os ganhos de energia térmica e para a temperatura do ar.

Os fatores de ponderação para os ganhos de energia térmica representam funções de transferência as quais relacionam cargas térmicas com ganhos de energia térmica. Um conjunto de fatores de ponderação é calculado para cada grupo de fontes de energia térmica. Fatores de ponderação para a temperatura do ar representam as funções de transferência que relacionam a temperatura do ar da sala com a carga térmica respectiva.

O procedimento a ser usado para se determinar a temperatura do ar e a energia térmica retirada para um determinado conjunto de condições, deve passar por duas etapas.

a) Na primeira etapa a temperatura do ar da sala é tomada como fixa em um determinado valor de referência. A partir desta temperatura calcula-se os ganhos de energia térmica instantâneos.

Os procedimentos mais sofisticados para cálculo destes ganhos usam fatores de resposta ou funções de transferência por condução para descrever a transferência de energia térmica em elementos com inércia térmica não desprezível.

As informações que caracterizam os outros ganhos de calor como a posição solar, coeficientes de absorção e de

transmissão em janelas, são calculadas em bases horárias, bem como o uso de equipamentos, de iluminação artificial e a presença de ocupantes.

No instante t , o cálculo da carga sensível necessária utiliza os valores presentes e passados dos ganhos instantâneos de energia térmica (q_t, q_{t-1}, \dots) e das cargas térmicas nos instantes anteriores (Q_{t-1}, Q_{t-2}, \dots) e seus respectivos fatores de ponderação ($v_0, v_1, v_2, \dots, W_1, W_2, \dots$). Assim, para cada tipo de ganho de energia térmica q_t , a carga térmica atual é dada por

$$Q_t = \sum_{i=0}^n v_i \cdot q_{t-i} - \sum_{j=1}^n W_j \cdot Q_{t-j} \quad (23)$$

Os fatores de ponderação para ganhos de energia térmica incorporam informações sobre a sala e sobre a fonte de energia térmica. Eles são um conjunto de parâmetros que determina quanto da energia que entra em uma sala é armazenada e a que taxa esta energia é liberada nas horas posteriores.

b) No segundo passo, a carga total, previamente calculada, juntamente com informações acerca dos equipamentos de condicionamento e um conjunto de fatores de ponderação para a temperatura do ar são usados para se calcular a taxa de remoção de energia térmica real e a temperatura do ar. A taxa real de extração de energia térmica difere da carga térmica porque, na prática, a temperatura do ar pode variar a partir do valor de referência usado para se calcular a carga ou devido à

características do sistema de condicionamento . O desvio da temperatura do ar a partir do valor de referência, no instante t (TA_t) é dado por:

$$TA_t = \frac{1}{g_0} [(Q_t - ER_t) + \sum_{i=1}^n P_i (Q_{t-i} - ER_{t-1}) - \sum_{j=1}^n g_j \cdot TA_{t-j}] \quad (24)$$

onde ER_t é a energia removida pelo sistema de condicionamento no instante t e $g_0, g_1, \dots, P_1, P_2$ são os fatores de ponderação para o ar.

O cálculo simplificado de cargas térmicas, baseado no método dos fatores de ponderação desenvolvido por Stephenson e Mitalas (13) e (14), é efetuado basicamente conforme a seguinte sequência:

a) Cálculo da carga térmica decorrente do ganho de energia solar (Q_{solar}), através da expressão:

$$Q_{solar_t} = F_c \sum_{j=0}^{MG} AG_j \cdot G_{sol_{t-j}} - \sum_{j=1}^{MG'} BG_j \cdot Q_{solar_{t-j}} \quad (25)$$

onde:

G_{sol} = ganho de energia térmica solar

AG_j e BG_j = fatores de ponderação correspondentes a G_{sol}

Com:

$$\begin{aligned} j &= 0, 1, \dots, MG \quad \text{para } AG \\ j &= 1, 2, \dots, MG' \quad \text{para } BG \end{aligned}$$

Q_{solar_t} = carga térmica, no instante t, decorrente do ganho de energia solar no instante t - j, por janelas sem dispositivo interno de sombreamento

F_c = fator de correção que corresponde às perdas de energia térmica para o ambiente exterior ou para eventuais ambientes adjacentes não condicionados, dados por:

$$F_c = 1 - 0,0116 Kt \quad (26)$$

com $0,7 < Fc < 1,0$

$$\text{Sendo: } Kt = \frac{1}{P} (U_j A_j + U_{pe} \cdot A_{pe} + U_{anc} \cdot A_{anc}) \quad (27)$$

Com:

P = perímetro do recinto, correspondente apenas às paredes expostas ao exterior ou a eventuais ambientes adjacentes não condicionados (dado em m).

U = coeficiente global de transmissão de energia térmica (dado em $W/(m^2K)$)

A = área do elemento (dada em m^2)

Sendo:

- índice "j" para janelas
- índice "pe" para paredes externas
- índice "anc" para paredes adjacentes a ambientes não condicionados.

b) Cálculo da carga térmica devido a ganhos de energia térmica por condução no instante t ($CTco_t$), pela expressão:

$$CTco_t = Fc \sum_{j=0}^{MX} AX_j (GCco_{t-j} + Gsol'_{t-j} + GCifi_{t-j}) + \sum_{j=1}^{MX'} BX_j \cdot CTco_{t-j} \quad (28)$$

Onde:

$CTco_t$ = carga térmica, no instante t, decorrente do ganho de energia térmica por condução (através dos componentes) nos instantes t - j ($GCco_{t-j}$), do ganho de energia solar nos instantes t - j, por janelas com dispositivo interno de sombreamento ($Gsol'_{t-j}$) e do ganho de energia térmica devido à infiltração de ar e a fontes internas de energia térmica, exceto lâmpadas, nos instantes t-j ($GCifi_{t-j}$).

AX_j e BX_j = fatores de ponderação correspondentes a $CTco$

com $j = 0, 1, \dots, MX$ para AX_j
 $j = 1, 2, \dots, MX'$ para BX_j

c) Cálculo da carga térmica devido a lâmpadas (CTlam) , através da expressão

$$CTlam_t = Fc \sum_{j=0}^{miS} AIS_j \cdot GClam_{t-j} - \sum_{j=0}^{miS'} BIS_j \cdot CTlam_{t-j} \quad (29)$$

Onde:

CTlam_t = carga térmica, no instante t, decorrente do ganho de energia térmica de lâmpadas nos instantes t - j (GClam_{t-j}).

AIS_j e BIS_j = fatores de ponderação correspondente a CTlam

com j = 0, 1, ... miS para AIS
j = 1, 2, ... miS' para BIS

Os fatores de ponderação AG_j, BG_j, AX_j, BX_j, AIS_j e BIS_j são constantes, determinados para ambientes típicos de escritório, classificados segundo três categorias de inércia térmica (*) em estrutura leve, média e pesada. Esses dados são apresentados nas tabelas 2.1, 2.2 e 2.3 a seguir.

Tabela 2.1: Fatores de ponderação para Gsol^[4]

Limite da Somatória	Fator de Ponderação	Estrutura Pesada	Estrutura Média	Estrutura Leve
MG = 1	AG0	0,187	0,197	0,224
	AG1	-0,097	-0,067	0,044
MG = 2	BG1	1,00	1,00	1,00
	BG2	-0,91	-0,87	-0,82

* Estrutura pesada: piso e parede de concreto com 0,15 m de espessura- aproximadamente 635 kg/m² de área de piso.
Estrutura média: piso e parede de concreto com 0,10 m de espessura- aproximadamente 342 kg/m² de área de piso.
Estrutura leve: piso e parede de concreto com 0,05 m de espessura- aproximadamente 146 kg/m² de área de piso.

Tabela 2.2: Fatores de ponderação para GCco, Gsol' e GCfiin^[4]

	Fator de Ponderação	Estrutura Pesada	Estrutura Média	Estrutura Leve
MX = 1	AX0	0,676	0,681	0,703
	AX1	-0,586	-0,551	-0,523
MX' = 2	BX1	1,00	1,00	1,00
	BX2	-0,91	-0,87	-0,82

Tabela 2.3: Fatores de ponderação para GClam^[4]

	Fator de Ponderação	Estrutura Pesada	Estrutura Média	Estrutura Leve
miS = 2		IL = 1		
	AIS0	0,00	0,00	0,00
	AIS1	0,53	0,53	0,53
	AIS2	-0,44	-0,40	-0,35
miS = 2		IL = 2		
	AIS0	0,00	0,00	0,00
	AIS1	0,59	0,59	0,59
	AIS2	-0,50	-0,46	-0,41
miS = 2		IL = 3		
	AIS0	0,00	0,00	0,00
	AIS1	0,87	0,87	0,87
	AIS2	-0,78	-0,74	-0,69
miS = 2		IL = 4		
	AIS0	0,00	0,00	0,00
	AIS1	0,50	0,50	0,50
	AIS2	-0,41	-0,37	-0,32
miS' = 2	Para qualquer valor de IL			
	BIS1	1,00	1,00	1,00
	BIS2	-0,91	-0,87	-0,82

Onde IL = índice que caracteriza a forma de fixação de lâmpadas no forro da cobertura.

IL=1 -> Lâmpadas fluorescentes, sem aberturas de ventilação no forro.

IL=2 -> Lâmpadas fluorescentes, com aberturas de ventilação no forro para o retorno de ar pelas lâmpadas.

IL=3 -> Lâmpadas fluorescentes, com aberturas de ventilação no forro tanto para o retorno de ar como para o insuflamento pelas lâmpadas.

IL=4 -> Lâmpadas incandescentes, sem aberturas de ventilação no forro.

d) Cálculo da carga sensível em cada instante t (SCLt) pela expressão:

$$SCLt = Q_{solart} + CT_{cot} + CT_{lamt} \quad (30)$$

2.5.1 Obtenção dos fatores de ponderação

Os fatores de ponderação para a carga térmica são as cargas térmicas obtidas a partir das equações do método do balanço de energia, considerando a ação individual de um pulso de cada ganho de energia térmica, ou seja, para a obtenção dos fatores de ponderação de um determinado ganho de energia térmica faz-se este ganho igual a 1, em, um dado instante e nos demais instantes igual a zero bem como todos os outros ganhos em todos instantes.

Os fatores de ponderação para a temperatura do ar são os valores da temperatura do ar obtidas também a partir das equações do método do balanço de energia, considerando, porém, a ação individual um pulso de carga térmica, ou seja, com todos os ganhos de energia térmica zerados.

Recentemente a ASHRAE verificou que o conjunto de fatores de ponderação apresentados acima não era amplamente representativo das diversas tipologias de edificações, acabamentos internos e condições de ocupação e ventilação. Desta forma procedeu-se a uma revisão dos mesmos, sendo que os valores mais recentes podem ser encontrados no seu Handbook of fundamentals - 1985.

2.6 Comparação entre os métodos

Para se comparar os diversos métodos de cálculo citados pode-se fazer alguns agrupamentos. Todas as variantes apresentadas na década de 80 concentraram-se na

determinação da resposta térmica dos elementos de vedação e não do ambiente como um todo, com exceção do método proposto por Seem. Em função disto, não é possível a sua comparação direta com outros métodos que tratem o recinto todo e sim com o método dos fatores de resposta térmica e das transformadas Z.

Assim sendo, pode-se dizer que o método dos fatores de resposta térmica e o das transformadas Z são mais genéricos que os demais já que possibilitam a determinação da resposta térmica de vedações para condições de contorno não periódicas enquanto que os outros foram desenvolvidos tendo-se como hipótese variações senoidais da temperatura externa. Como vantagem dos métodos baseados em análises harmônicas tem-se o fato de que estes apresentam a resposta da vedação em qualquer instante considerado, ao passo que os fatores de resposta e transformada Z só permitem o cálculo dos fluxos de energia térmica em intervalos de tempo pré-definidos que são característicos do método.

Com relação aos métodos que tratam o ambiente como um todo, pode-se fazer uma distinção clara entre os três (TETD, TFM e balanço de energia) em função da sua flexibilidade e potencial para fornecimento de valores exatos. Vale ressaltar que todos os três métodos utilizam valores tabelados dos fluxos de energia térmica que atravessam as vedações e, se estes fossem calculados para a situação em questão, não se corria o risco de utilizar uma resposta térmica inadequada.

Contudo, o método TETD impõe que a variação da temperatura externa seja senoidal, situação muitas vezes não verificada. Além disto este método deixa a cargo do calculista dividir as componentes radiantes das cargas térmicas no tempo em função de sua experiência. Sua principal vantagem reside no fato de poder ser aplicado através de cálculos manuais. Este método não permite calcular flutuações na temperatura do ar interior.

O método dos fatores de ponderação e o método do balanço de energia apresentam o mesmo potencial para apresentarem resultados mais precisos, já que o primeiro é uma derivação do segundo, desde que os fatores de ponderação utilizados tenham sido calculados para o recinto em questão. Uma vez calculados estes fatores, sua utilização possibilita uma economia de tempo significativa para realização de diversos cálculos consecutivos. Entretanto, ao se calcular os fatores de ponderação, os coeficientes de troca de energia térmica por convecção (externo e interno) devem ser mantidos constantes, impedindo que sejam feitas alterações posteriores, em função de variações na velocidade do vento ou devidas à diferença entre a temperatura do ar e das superfícies. O método de balanço de energia, na sua forma mais genérica, é o método mais flexível entre todos os demais podendo ser aplicado a qualquer situação. Também é o mais trabalhoso de todos e, praticamente obriga que seja utilizado um computador para sua efetiva execução.

No quadro apresentado a seguir tem-se uma comparação dos diversos métodos.

Metodo/Característica	Calcular a temperatura do ar interior	Permite variar o coeficiente de convecção	Obrigatorio o uso de computador	Tipos de variação da temperatura externa	Calcula as trocas de calor entre as vedações por radiação	Exatidão
Balanço de energia	Sim	Sim	Sim	Qualquer	Sim - sempre	Boa
Fatores de ponderação funcoes de transferencia	Sim	Nao	Desejável	Qualquer	Feito na geração dos coeficientes das funcoes de transferencia	Variavel
TETD	Nao	Nao	Nao	Senoidal	Nao	Variavel
CLTD/CLF	Nao	Nao	Nao	Senoidal	Feito na geração dos CLTDs	Variavel

2.7 Cálculo da carga térmica latente

Para o cálculo da carga latente, não são considerados os fenômenos da condensação de vapor de água sobre as superfícies dos componentes da edificação e conseqüente secagem e/ou absorção pelos mesmos, e nem a presença de outras fontes internas, a não ser ocupantes. Assim, a carga latente, em W, (Q_{LL_t}) num dado instante t é igual ao ganho ou perda de energia térmica latente, sendo dada por:

$$Q_{LL_t} = [\rho \cdot (m_i + m_v) (W_{IN} - W_A) - Q_{OCPL}] \cdot L \quad (31)$$

Onde:

ρ = massa específica do ar seco. (kg/m^3)

$(m_i + m_v)$ = vazão volumétrica do ar proveniente por infiltração e por ventilação. (m^3/s)

W_{IN} = umidade absoluta do ar interior. (kg de água/kg ar seco)

W_A = umidade absoluta do ar exterior. (kg de água/kg ar seco)

L = energia térmica latente de vaporização da água.

Q_{OCPL} = carga latente gerada pelos ocupantes, dada por:

$$Q_{OCPL} = Q_L \cdot \text{NOCUP} \quad (32)$$

Com:

NOCUP = número de ocupantes.

Q_L = carga latente gerada por uma pessoa à temperatura ambiente T_A , sendo (em W):

$$Q_L = 5,28 (T_A - 15,6) \text{ para } 18,3^\circ\text{C} \leq T_A < 37,8^\circ\text{C}$$

$$Q_L = 117 \text{ para } T_A > 37,8^\circ\text{C}$$

$$Q_L = 14,6 \text{ para } T_A < 18,3^\circ\text{C}$$

2.8 Programas de simulação

As informações relacionadas a seguir são uma síntese do levantamento bibliográfico realizado, sendo que grande parte do material trata apenas dos resultados obtidos em testes de validação do software em questão, sem uma descrição mais criteriosa do mesmo. Sendo assim, tais informações dizem respeito mais a características gerais dos programas do que a detalhes sobre a sua modelagem matemática.

Neste sentido, para os softwares abaixo indicados, tais experiências mostraram, de modo geral, boa concordância entre os correspondentes valores medidos e calculados. Quanto à modelagem matemática, todos eles empregam métodos de simulação realizando cálculos em bases horárias. Não será apresentada neste item a descrição do programa NBSLD, que receberá maior atenção no capítulo 3.

2.8.1 O Programa DOE-2

O programa DOE-2 foi desenvolvido pelo Laboratório Lawrence de Berkeley, com assistência do Laboratório Nacional de Los Alamos, sob contrato do Departamento de Energia Americano (DOE). Este é, basicamente, um programa para simulação e análise do consumo energético em edificações, estando entre suas características principais, a facilidade de uso e a possibilidade de análises bastantes abrangentes.

O programa permite o cálculo de cargas térmicas horárias de aquecimento e de resfriamento e fornece como

saída uma descrição detalhada dos componentes das cargas de pico. Permite ainda, simular os equipamentos e sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado (incluindo equipamento solar), bem como a análise econômica do projeto pelo cômputo do custo da energia consumida durante o ciclo de operação.

Os seguintes métodos de cálculo são utilizados: o método dos fatores de resposta térmica para a determinação de transferência de calor por condução e o método dos fatores de ponderação, para a determinação de cargas térmicas de condicionamento.

As referências (21), (22) e (23) mostram os resultados de testes realizados com o programa (versões DOE-2.1A, DOE-2.1B e DOE-2.1C) para variados tipos de edificações e de condições de exposição, juntamente com indicações sobre as situações em que o programa apresenta melhor desempenho.

2.8.2 O Programa BLAST

O programa BLAST^[21] (Building Loads and System Thermodynamics) foi desenvolvido pelo Laboratório de Engenharia de Construção do Exército Americano (CERL) e constitui, junto com o programa DOE-2, os dois primeiros programas de domínio público nos Estados Unidos para simulação do uso de energia em sistemas de condicionamento em edificações.

Este programa também fez uso do método dos fatores de resposta térmica, juntamente com o método das diferenças finitas.

2.8.3 O Programa EMPS

O programa EMPS^[22] (Electric Power Research Institute - Methodology for Preferred Residential Systems) é um software mais recente, restrito a simulações energéticas em residências e foi desenvolvido especificamente para avaliar tecnologias de energias alternativas, em especial, a energia solar.

2.8.4 O Programa TARP 84

O programa TARP 84^[23] (Thermal Analysis Research Program) é a versão mais recente do programa NBLSD, desenvolvido pelo National Bureau of Standards (NBS), atual National Institute of Standardization and Technology (NIST). Tal como o NBLSD, é um programa essencialmente apropriado para cálculo de cargas térmicas, não incluindo simulação do sistema de condicionamento.

2.8.5 O Programa DEROB

O programa DEROB^[24] foi desenvolvido pela Universidade do Texas e tem características semelhantes às dos programas DOE-2 e BLAST.

2.8.6 O Programa BETEH

O programa BETEH foi desenvolvido como parte da dissertação de mestrado^[25] do pesquisador português Victor Abrantes, a partir de outros programas existentes,

entre os quais, o programa NBLSD. Da mesma forma que este, o programa BETEH permite determinar, hora por hora, a carga térmica de condicionamento do ambiente, bem como a temperatura do ar interior, no caso em que o ambiente não seja condicionado. Uma característica importante deste programa é o seu modelo de cálculo de infiltração / ventilação, considerando o inter-relacionamento entre as várias zonas da edificação.

2.8.7 Programas BRIS, BIVOK e HEAT

Estes três programas^[26] apresentam características semelhantes ao do programa NBLSD, destacando-se variações como as citadas a seguir:

Programa BRIS: desenvolvido na Suécia, caracterizando-se em termos de modelo matemático, pelo uso do método das diferenças finitas e do método de Cranck-Nicolson para resolver as equações de balanço térmico.

Programa HEAT: desenvolvido na Finlândia, caracteriza-se pelo uso do método dos fatores de reposta térmica e pela aproximação da distribuição de temperaturas nos elementos da edificação por um polimônio de quarto grau.

Programa BYVOK: desenvolvido na Noruega, também utiliza o método dos fatores de resposta térmica para a determinação das transferências de calor por condução além do método dos fatores de ponderação para a determinação de temperaturas e de cargas térmicas de condicionamento.

2.8.8 O Programa CIRA

O Programa CIRA^[27] (Computerized Instrumented Residential Audit), ao contrário dos anteriores, foi desenvolvido especialmente para microcomputadores pelo mesmo laboratório que desenvolveu o programa DOE-2 (Laboratório Lawrence de Berkeley). O método utilizado corresponde ao método "grau-dia mensal de base variável" (monthly variable-base degree-day) para o cálculo do consumo energético referente as cargas térmicas de aquecimento e de resfriamento.

3. Descrição geral do programa NBSLD

O programa NBSLD utiliza o método do balanço de energia térmica e permite calcular, hora a hora, a temperatura superficial, a temperatura e umidade relativa do ar e a carga térmica de condicionamento de ambientes, considerando condições dinâmicas de exposição da edificação ao clima.

As modalidades de cálculo permitidas pelo programa são determinadas pelas seguintes opções de processamento:

- 1) ambiente não condicionado artificialmente - neste caso, é possível calcular tanto os valores da temperatura do ar interior quanto os das superfícies interiores e exteriores de todos os elementos que compõem o ambiente, juntamente com os valores de fluxo de energia térmica nessas superfícies.
- 2) fixado um valor constante da temperatura do ar interior - neste caso são calculadas as cargas térmicas de aquecimento ou resfriamento necessárias para manter o ar interior a essa temperatura.
- 3) fixados os limites superior e inferior para a temperatura do ar interior é calculada a carga térmica de aquecimento ou de resfriamento. - Este cálculo é feito apenas quando a temperatura interna está fora destes limites.
- 4) fixados os limites superior e inferior para a temperatura do ar interior e para as cargas térmicas sensíveis máximas de aquecimento e resfriamento - A

carga térmica de aquecimento ou de resfriamento necessária é calculada, verificando em cada instante se este valor excede a capacidade do equipamento de condicionamento. Caso tal fato ocorra, serão determinados os valores apresentados pela temperatura do ar interior, mantendo-se os limites estabelecidos para as cargas térmicas.

Contudo, o programa foi concebido numa época em que o tamanho da memória disponível em computadores era limitado, de modo que trabalhar com grandes matrizes era difícil. Neste contexto, as equações de balanço de energia foram resolvidas de forma iterativa, separando as equações para as superfícies externas das empregadas para as superfícies internas e para o ar. Assim, em cada instante t , admite-se valores para TSE_i e com as equações de balanço de energia para as superfícies das vedações e para o ar, respectivamente equações 18 e 19 do item 2.4, calcula-se $TSI_{i,t}$ e TA_t . Com estes valores e a equação de balanço de energia para a superfície externa das vedações (equação 20 do item 2.4) recalcula-se $TSE_{i,t}$. Por outro lado, os valores das grandezas TSI_i , TSE_i , $Q_{cond_{exti}}$ e $Q_{cond_{inti}}$, apresentados no item 2.4, nos instantes anteriores a t , que representam o "histórico anterior" das mesmas, podem assumir quaisquer valores, que servirão para iniciar o processo de cálculo. Repete-se então o processo sucessivamente por um número fixo de iterações (atualmente 7 iterações) de modo que tais valores, arbitrariamente

assumidos, deixem de exercer influência sobre os valores calculados.

O fluxograma apresentado na Figura 3.1 ilustra a estrutura geral do programa e este mecanismo de cálculo.

Além disso, adota-se uma nova grandeza, conhecida como "temperatura de referência". Trata-se de um valor subtraído de cada variável temperatura, o que significa apenas um deslocamento da origem no sistema de unidade de medida, bastando portanto, somar este mesmo valor ao final do cálculo para se obter o valor real de cada variável. Uma das vantagens em se utilizar este artifício de cálculo reside no fato de que o mesmo permite reduzir erros provenientes de operações numéricas sucessivas desde que o valor da temperatura de referência seja convenientemente dimensionado de forma a que as variáveis transformadas passem a apresentar maior número de algarismos significativos. No programa NBLSD, a temperatura de referência é fixada com valor igual a 23,89 °C (75 °F).

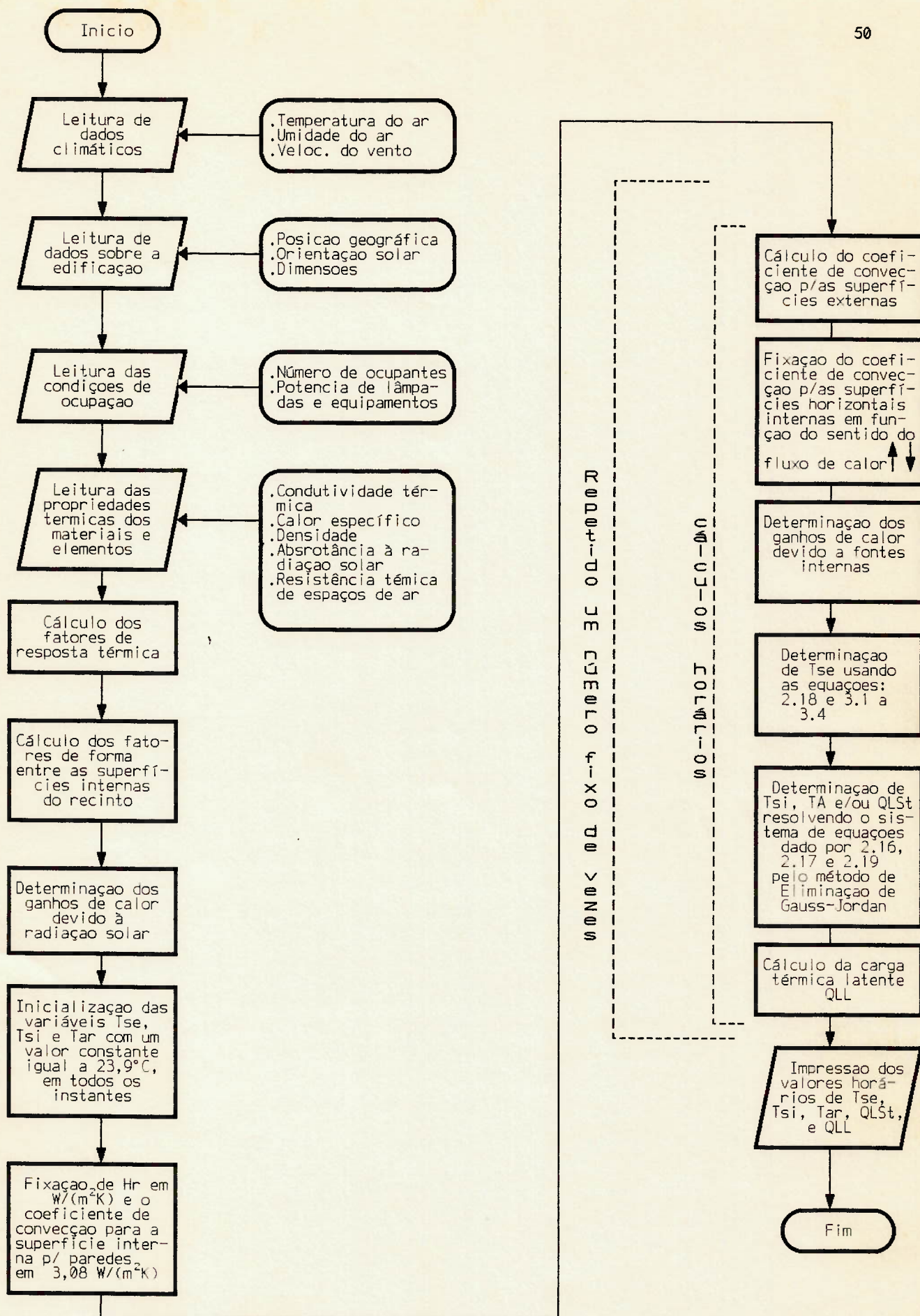


FIGURA 3.1: Fluxograma geral do programa NBSLD

3.1 Outros elementos de vedação

Além das equações apresentadas no item 2.4, o programa NBSLD considera ainda as seguintes situações:

3.1.1 partições internas (p.ex.: paredes internas ou piso sobre outro ambiente).

Neste caso, os fatores de resposta térmica são determinados anexando a resistência superficial da superfície externa ao recinto. Assim, a expressão do fluxo de energia térmica na face "externa" da parede passa a ser dada por:

$$Q_{\text{cond}_{\text{EX}i,t}} = X_{i,0} \text{TSI}_{i,t} - Y_{i,0} \text{TA}'_t + \left(\sum_{j=1}^{N_i} X'_{i,j} \cdot \text{TSI}_{i,t-j} \right) +$$

$$- \left(\sum_{j=1}^{N_i} Y'_{i,j} \cdot \text{TA}'_{t-j} \right) + R_i \cdot Q_{\text{cond}_{\text{EX}i,t-1}} \quad (33)$$

Onde:

TA' = temperatura da superfície "externa" (face externa) da vedação que separa o recinto em análise do ambiente adjacente que, dependendo do caso, é assumido como sendo igual a TA ou TE em cada instante.

3.1.2 Pisos em contato com o solo.

Neste caso, os fatores de resposta térmica são calculados adicionando-se uma camada de solo de 30 cm de espessura. A expressão de $Q_{\text{cond}_{\text{EX}}}$ toma então a forma:

$$Q_{\text{cond}_{\text{EX}} i, t} = X_{i,0} \text{TSI}_{i,j} - Y_{i,0} \cdot \text{TG}_t + \left(\sum_{j=1}^{N_i} X'_{i,j} \cdot \text{TSI}_{i,t-j} \right) +$$

$$- \left(\sum_{j=1}^{N_i} Y'_{i,j} \cdot \text{TG}_{t-j} \right) + R_i \cdot Q_{\text{cond}_{\text{EX}} i, t-1} \quad (34)$$

Onde:

TG = temperatura do solo a 30 cm de profundidade.

Os demais termos conforme definidos anteriormente.

3.1.3 Pisos suspensos sobre espaços ventilados.

Neste caso inclui se a resistência superficial da superfície externa ao recinto no cálculo dos fatores de resposta térmica e a expressão de $Q_{\text{cond}_{\text{EX}} i, t}$ é então dada por:

$$Q_{\text{cond}_{\text{EX}} i, t} = X_{i,0} \cdot \text{TSI}_{i,t} - Y_{i,0} \cdot \text{TE}_t + \left(\sum_{j=1}^{N_i} X'_{i,j} \cdot \right.$$

$$\left. \text{TSI}_{i,t-j} \right) - \left(\sum_{j=1}^{N_i} Y'_{i,j} \cdot \text{TE}_{t-j} \right) + R_i \cdot Q_{\text{cond}_{\text{EX}} i, t-1} \quad (35)$$

Com todos os termos definidos anteriormente.

Em caso de piso suspenso sobre espaço fechado, basta considerar, no cálculo dos fatores de resposta térmica, a camada de ar compreendida entre o piso e o solo.

3.2 Efeito da fixação dos coeficientes de convecção

Conforme ilustrado no fluxograma apresentado na Figura 3.1, o programa mantém fixo o coeficiente de convecção para as paredes [$3,08 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] e o varia apenas em função do seu sentido (ascendente ou descendente) para o piso e o teto. Sabe-se que estes valores são influenciados por uma

série de fatores que fazem parte do números de Reynolds, Nusselt, Prandtl e Grashoff. Neste caso está se trabalhando com o ar como fluido e numa faixa de temperaturas e velocidades características de convecção natural. Para estas condições, a ASHRAE apresenta as seguintes correlações para o coeficiente de convecção natural:

Paredes (Placa plana vertical)

$$H_i = 1,42. [(T_{SI} - T_A)/L]^{0,25} \quad \text{- Laminar} \quad (W/(m^2K)) \quad (35)$$

$$H_i = 1,31. (T_{SI} - T_A)^{1/3} \quad \text{- Turbulento} \quad (W/(m^2K)) \quad (36)$$

Com L sendo a dimensão característica

Teto ou Piso (Placa plana horizontal)

Fluxo Ascendente:

$$H_i = 1,32. [(T_{SI} - T_A)/L]^{0,25} \quad \text{- Laminar} \quad (W/(m^2K)) \quad (37)$$

$$H_i = 1,43. (T_{SI} - T_A)^{1/3} \quad \text{- Turbulento} \quad (W/(m^2K)) \quad (38)$$

Fluxo Descendente:

$$H_i = 0,61. [(T_{SI} - T_A)/L]^{0,2} \quad \text{- Laminar} \quad (W/(m^2K)) \quad (39)$$

O Lawrence Berkeley Laboratory - LBL[28] apresenta outra correlação para o coeficiente de convecção para paredes obtidos a partir de medições realizadas em protótipos de edificações em escala reduzida, com uma parede aquecida, a oposta resfriada e as demais fortemente isoladas. Esta correlação é dada por:

$$H_i = 2,03. [(T_{SI} - T_A)/(2.L)]^{0,22} \quad \text{- Laminar e Turbulento} \quad (40)$$

Na Figura 3.2 apresenta-se a variação do coeficiente de convecção com a diferença entre a temperatura do ar e da superfície variando entre 0°C e 20°C, para fluxos de energia térmica ascendentes para planos horizontais com dimensão característica de 1 m e 5m. Na Figura 3.3 apresenta-se a variação do coeficiente de convecção com a diferença entre a temperatura do ar e da superfície, para fluxos de energia térmica descendentes para planos horizontais com dimensão característica de 1 m a 5m. Na Figura 3.4 apresenta-se a variação do coeficiente de convecção com a diferença entre a temperatura do ar e da superfície, para paredes com dimensões características de 1 m a 5m. Neste caso, a curva apresentada corresponde à média obtida para as dimensões de parede citadas. Todas estas Figuras foram construídas utilizando-se as correlações dadas pela ASHRAE. Na Figura 3.5 é apresentada uma comparação dos resultados das correlações da ASHRAE e do LBL para paredes de 2m e 3m.

Considerando-se a variação relativa do coeficiente de convecção apresentado nas figuras acima, sendo que em alguns casos os valores mais elevados são aproximadamente 4 vezes maiores que os valores mais baixos, faz-se necessário averiguar o efeito desta variação na resposta do programa.

Para avaliar a sensibilidade do programa à variação no coeficiente de convecção interno nas paredes foram simulações de 3 tipos de edificações com inércias térmicas diferentes, denominadas como leve, média e pesada, conforme

descrição apresentada no ANEXO B, para coeficientes de convecção, constantes em cada simulação, e iguais a 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 $W/(m^2K)$, considerando-se as condições climáticas da cidade de São Paulo.

As Figura 3.6 e 3.7 ilustram o comportamento da temperatura do ar interior para estas edificações leve, e pesada, respectivamente.

Nas Figuras 3.8 a 3.10 apresenta-se o perfil da carga térmica de condicionamento necessária para se manter o ambiente a $24^{\circ}C$, considerando-se o mesmo ambiente climatizado artificialmente durante o dia todo e apenas das 8 h às 17 h, respectivamente.

Nas Tabelas 3.1 e 3.2 são apresentados o maior valor e o total diário da carga térmica sensível de condicionamento para estas situações. Conforme pode-se observar nas Tabelas 3.3 e 3.4 , onde são apresentadas as variações porcentuais entre o menor valor e os demais valores calculados, tanto para o máximo como para o total diário respectivamente, o efeito do coeficiente de convecção no valor da carga térmica calculada é significativa, obtendo-se variações maiores que 10% entre os resultados.

Tabela 3.1: Carga térmica sensível máxima calculada(W)

Edificação	Coeficiente de convecção [$W/(m^2K)$]			
	1,5	2,0	2,5	3,0
leve	928	1 016	1 091	1 154
média	693	763	825	879
pesada	553	596	635	670

Tabela 3.2: Total diário da carga térmica sensível calculada(W)

Edificação	Coeficiente de convecção [W/(m ² K)]			
	1,5	2,0	2,5	3,0
leve	9 001	9 755	10 392	10 922
média	7 128	7 730	8 250	8 686
pesada	6 948	7 366	7 713	7 933

Tabela 3.3: Diferença percentual da carga térmica sensível máxima em relação ao menor valor

Edificação	Coeficiente de convecção [W/(m ² K)]			
	1,5	2,0	2,5	3,0
leve	0	9,5	17,6	24,4
média	0	10,1	19,0	26,8
pesada	0	7,8	14,8	21,2

Tabela 3.4: Diferença percentual do total diário da carga térmica sensível em relação ao menor valor.

Edificação	Coeficiente de convecção [W/(m ² K)]			
	1,5	2,0	2,5	3,0
leve	0	8,4	15,5	21,3
média	0	8,4	15,7	21,9
pesada	0	6,0	11,0	14,2

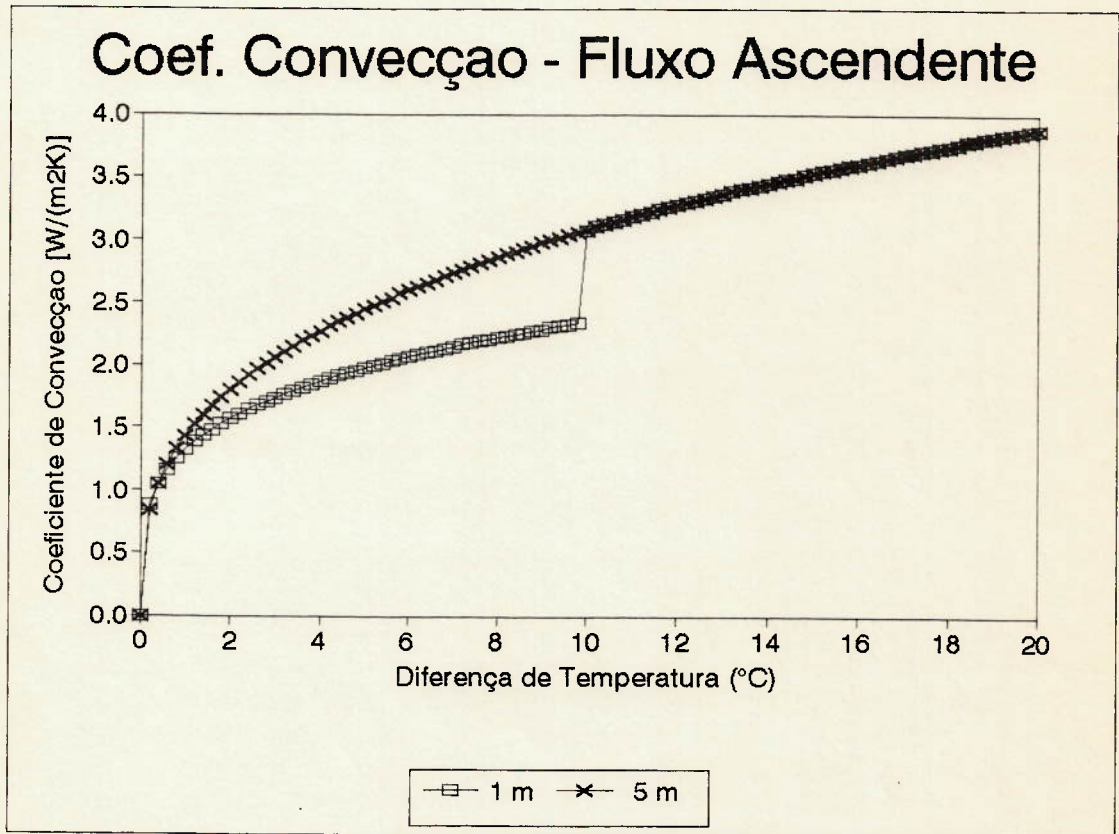


FIGURA 3.2: Variação do coeficiente de convecção para um plano horizontal, para a condição de fluxo de calor ascendente, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície, para dimensões características de 1m e 5m. - Correlações apresentadas pela ASHRAE.

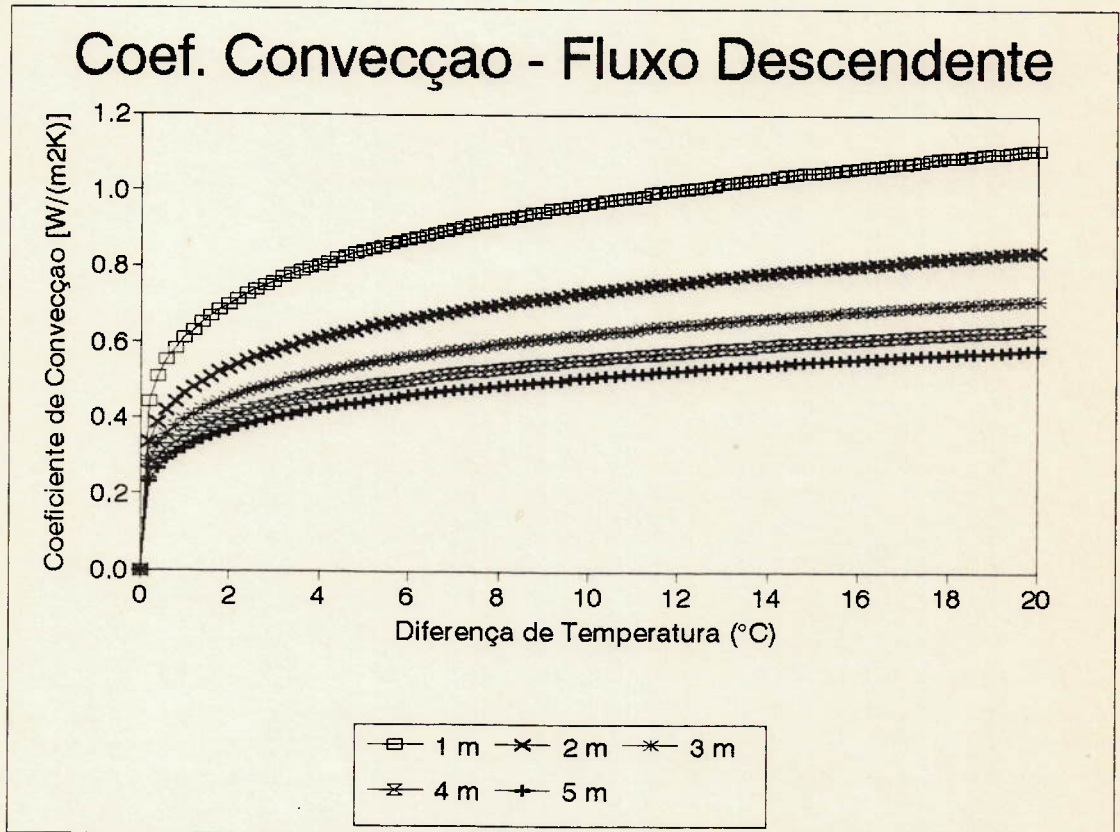


FIGURA 3.3: Variação do coeficiente de convecção para um plano horizontal, para a condição de fluxo de calor descendente, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície, para dimensões características de 1m a 5m. - Correlações apresentadas pela ASHRAE.

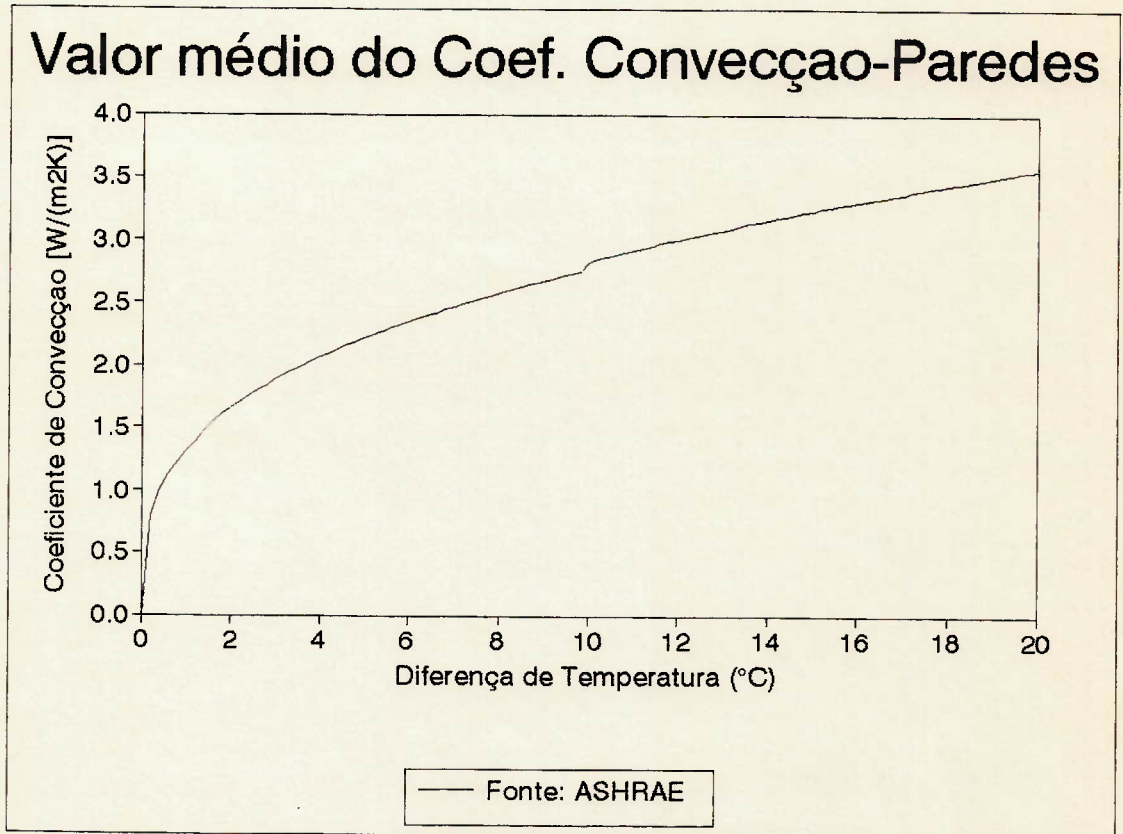


FIGURA 3.4: Variação do valor médio do coeficiente de convecção para planos verticais com dimensões características entre 1m e 5m, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície - Correlações apresentadas pela ASHRAE.

Coef. Convecção - PAREDES

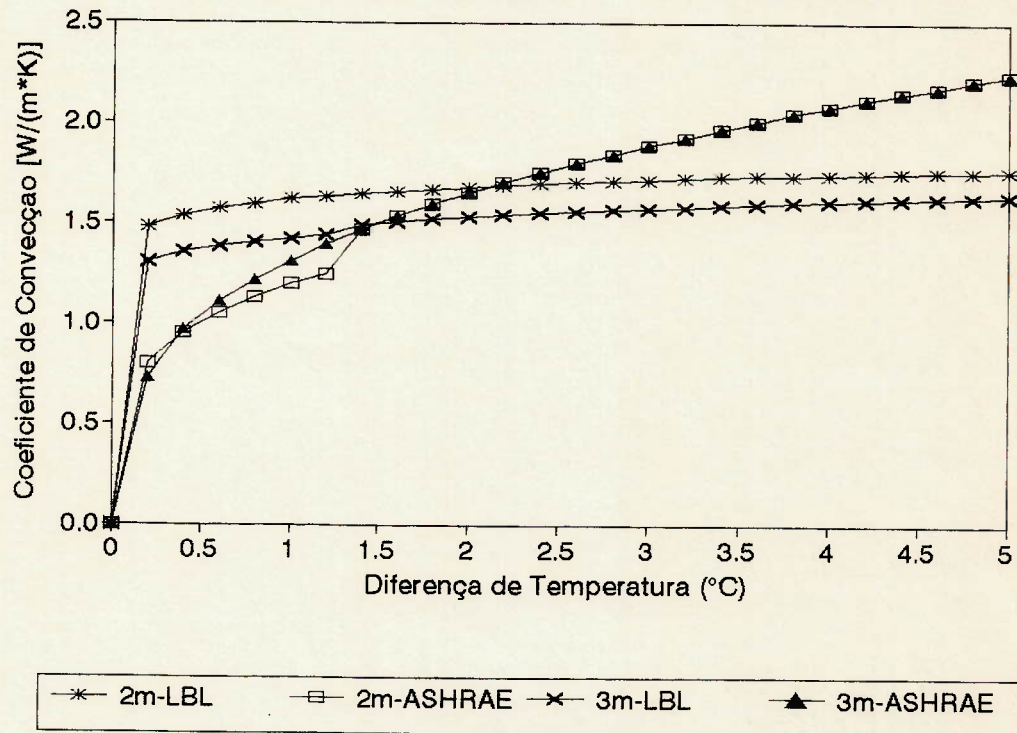


FIGURA 3.5: Variação do coeficiente de convecção para planos verticais com dimensões características de 2m e 3m, em função da diferença de temperatura entre o ar e a superfície - Correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL.

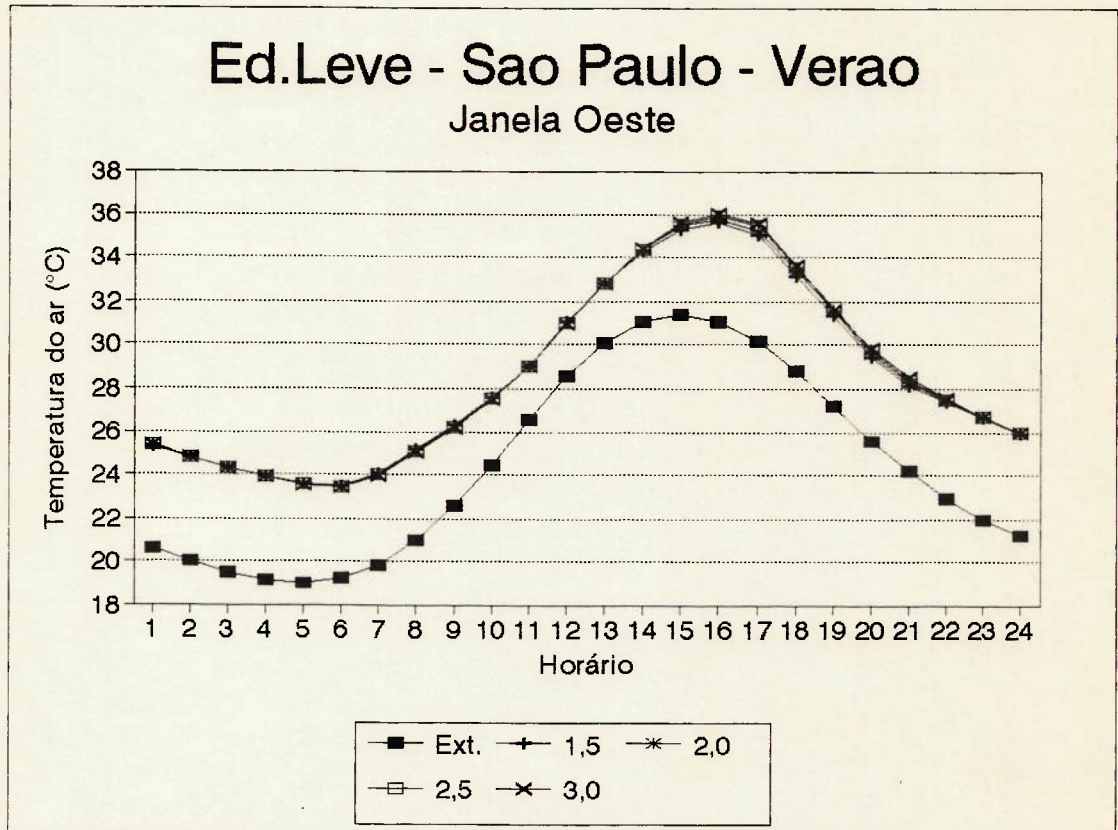


FIGURA 3.6: Valores horários da temperatura do ar exterior e do ar interior da edificação Leve, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 $W/(m^2K)$.

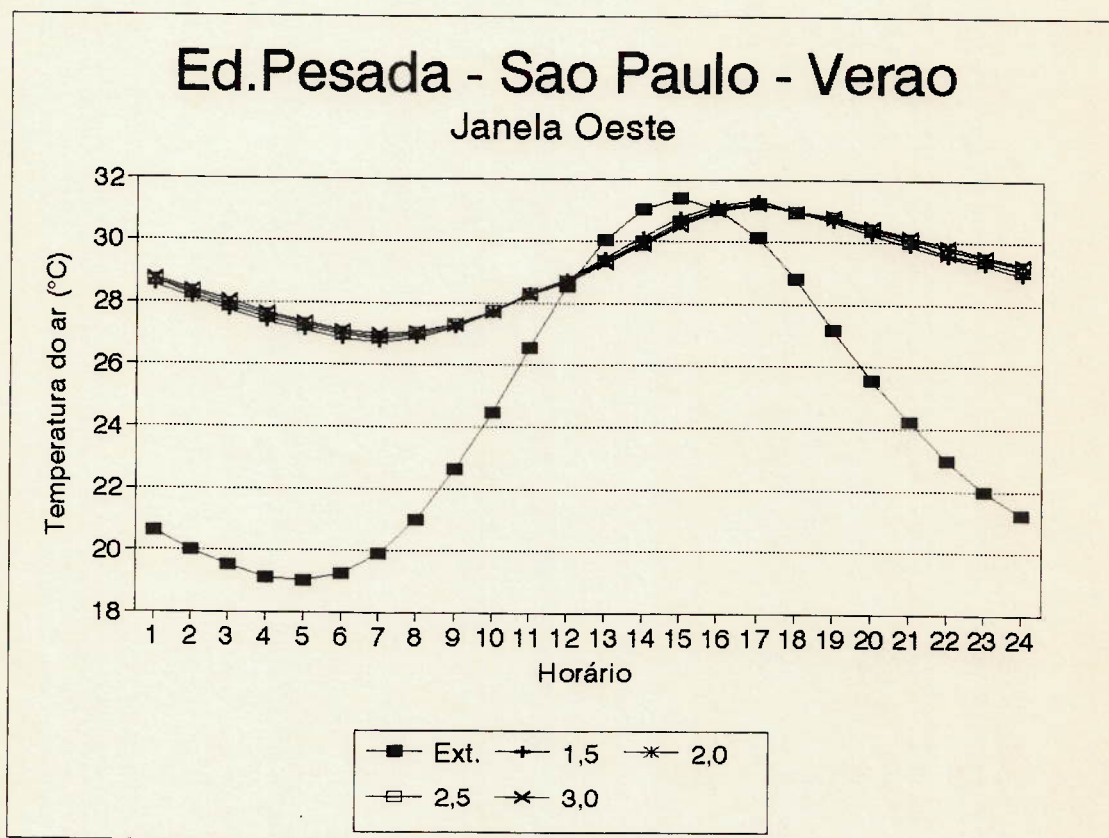


FIGURA 3.7: Valores horários da temperatura do ar exterior e do ar interior da edificação Pesada, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 $W/(m^2K)$.

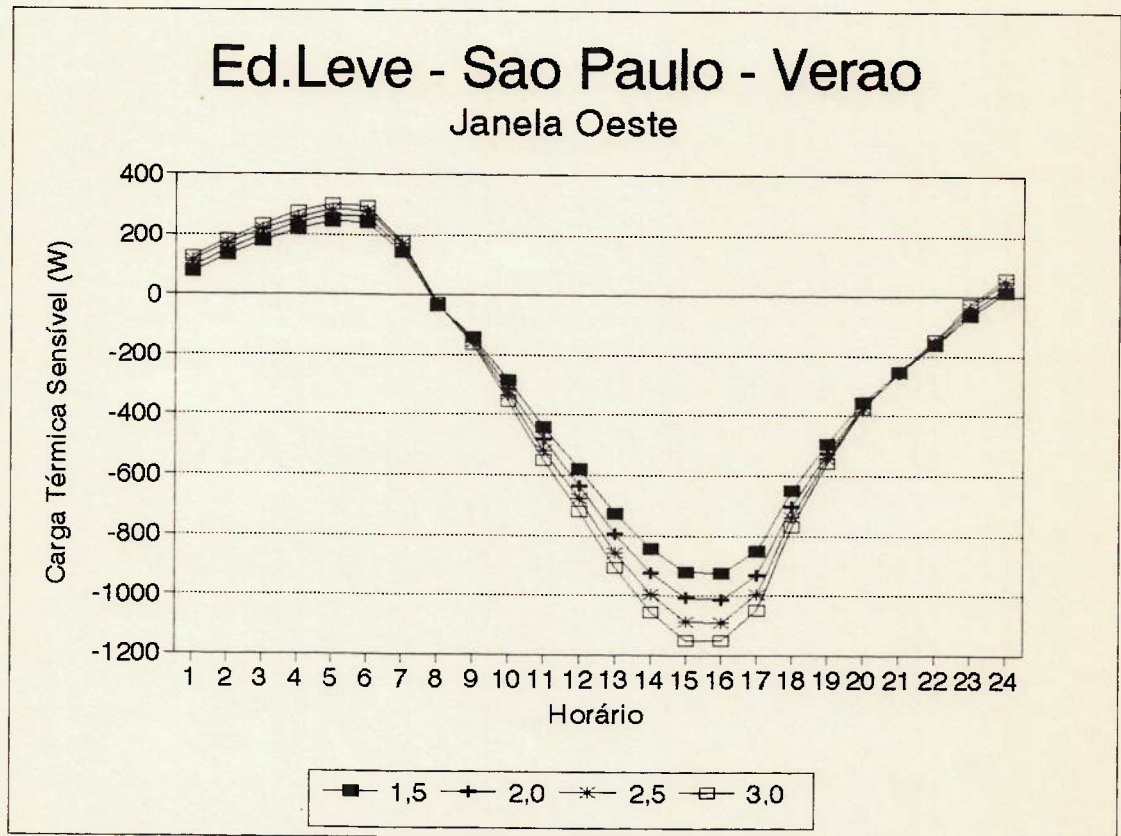


FIGURA 3.8: Valores horários da carga térmica sensível da edificação Leve, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K).

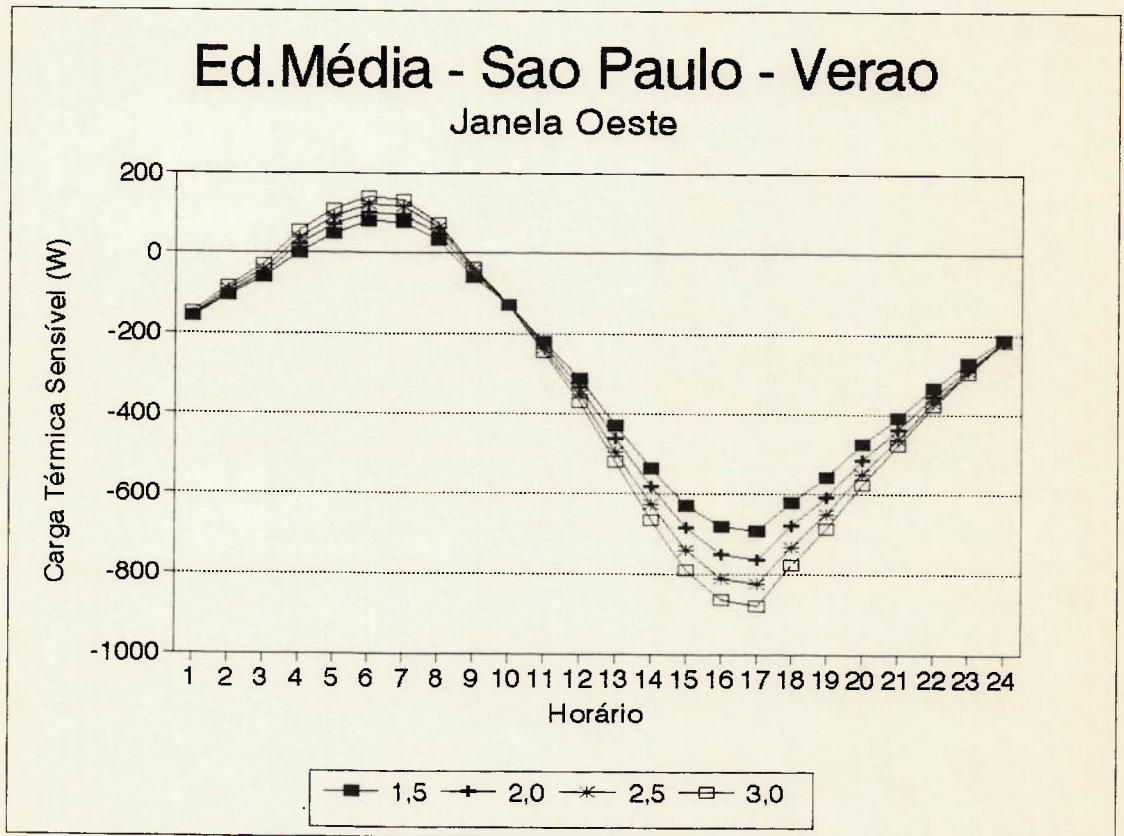


FIGURA 3.9: Valores horários da carga térmica sensível da edificação Média, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K).

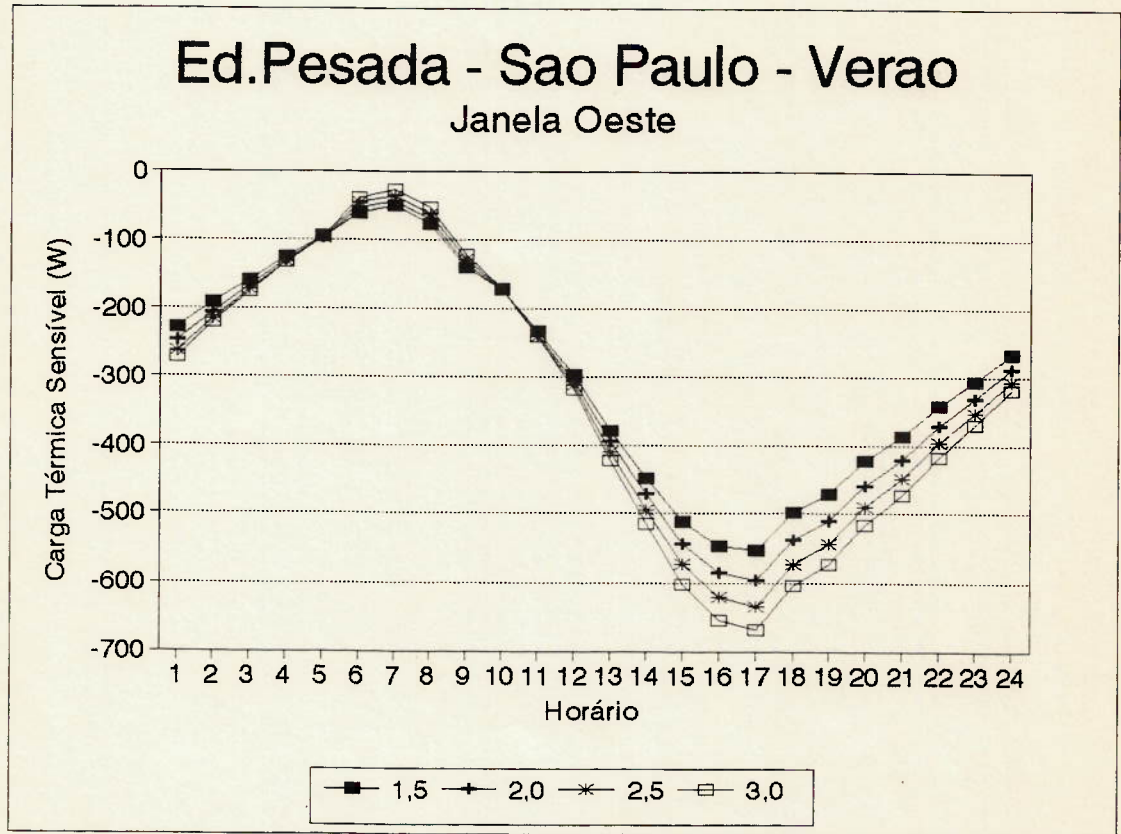


FIGURA 3.10: Valores horários da carga térmica sensível da edificação Pesada, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo, para coeficientes de convecção para as paredes de 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 W/(m²K).

3.3 Linearização das equações de troca de energia térmica por radiação

A modelagem das trocas de energia térmica por radiação no interior do ambiente é feita linearizando a equação

$$Q_{12} = F_e \cdot F_{12} \cdot A_1 \cdot B \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{W/m}^2) \quad (41)$$

onde A_1 é a área do elemento 1, F_e é um coeficiente função das emissividades (E_1 e E_2) e da relação espacial existente entre as superfícies (do fator de forma entre as superfícies 1 e 2 - F_{12}) e, dado por:

$$F_e = \frac{1}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} + \frac{1}{F_{12}}} \quad (42)$$

Assim, a equação (41) pode ser escrita na forma:

$$Q_{12} = h_r \cdot A_1 \cdot (T_1 - T_2) \quad (43)$$

Onde h_r denomina-se condutância térmica superficial por radiação ou coeficiente superficial de radiação.

Comparando-se esta equação com a equação (41) tem-se:

$$h_r = \frac{B \cdot F_e \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2} \quad (44)$$

Fazendo:

$$\frac{T_1 + T_2}{2} = T_m$$

e

$$\frac{T_1 - T_2}{2} = \Delta T$$

Tem-se:

$$h_r = 4.B \cdot F_e \cdot T_m (T_m^2 - \Delta T^2) \quad (45)$$

Quando ΔT é pequeno comparado com T_m , esta equação terá a forma:

$$h_r = 4. B \cdot F_e \cdot T_m^3 \quad (46)$$

Para temperaturas ambientes comuns, o erro cometido ao se utilizar a última equação é geralmente pequeno[5].

No programa de computador NBSLD, admite-se ainda as seguintes hipóteses para todas as vedações:

$$T_m = 23,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (75 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$F_e = 0,9$$

Para avaliar os efeitos da simplificação realizada linearizando a troca de energia térmica por radiação, desenvolveu-se uma planilha de cálculo em LOTUS 123, para fazer a comparação entre o cálculo utilizando este modelo e aquele definido como exato, baseado no balanço das radiosidades.

Os cálculos são feitos a partir de um paralelepípedo com dimensões de 5m x 5m e pé direito de 2,5 m (aproximação de um ambiente com piso, cobertura e paredes indicadas por P2 a P5), das temperatura superficiais das faces deste paralelepípedo e das suas emissividades. Admitiu-se a hipótese de corpo cinzento. Nas Tabelas apresentadas a seguir são ilustrados os efeitos da mudança da emissividade, já que pela equações apresentadas acima, este

elemento não é considerado adequadamente, pois apenas a emissividade da superfície analisada é considerada, sendo desprezada a emissividade das demais superfícies. Primeiramente fez-se os cálculos para materiais com emissividades de 0,9, valor típico para materiais de construção, segundo a ASHRAE, visando avaliar o método para situações convencionais. A seguir alterou-se a emissividade de um ou dois elementos para 0,5, valor característico de tintas à base de Alumínio, também segundo a ASHRAE.

TABELA 3.5: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" para todos os elementos à mesma temperatura e com a mesma emissividade

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	25	0	0	0
P2	0,9	25	0	0	0
P3	0,9	25	0	0	0
P4	0,9	25	0	0	0
P5	0,9	25	0	0	0
Cobertura	0,9	25	0	0	0

TABELA 3.6: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com apenas uma parede a temperatura diferente dos demais e com mesma emissividade para todos os elementos.

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	25	-4.0	-4.0	0.0
P2	0,9	30	27.3	27.3	0.0
P3	0,9	25	-4.1	-4.1	0.0
P4	0,9	25	-3.4	-3.3	2.9
P5	0,9	25	-4.1	-4.1	0.0
Cobertura	0,9	25	-4.0	-4.0	0.0

TABELA 3.7: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com duas paredes paralelas a temperatura diferente dos demais e a mesma emissividade para todos os elementos.

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	25	-7.9	-8.0	1.3
P2	0,9	30	24.0	24.2	0.8
P3	0,9	25	-8.2	-8.3	1.2
P4	0,9	30	24.0	24.2	0.8
P5	0,9	25	-8.2	-8.3	1.2
Cobertura	0,9	25	-7.9	-8.0	1.3

TABELA 3.8: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com duas paredes perpendiculares a temperatura diferente dos demais e a mesma emissividade para todos os elementos.

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	25	-7.9	-8.0	1.3
P2	0,9	30	23.3	23.4	0.4
P3	0,9	30	23.3	23.4	0.4
P4	0,9	25	-7.4	-7.4	0.0
P5	0,9	25	-7.4	-7.4	0.0
Cobertura	0,9	25	-7.9	-8.0	1.3

TABELA 3.9: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com uma parede e a cobertura a temperatura diferente dos demais e a mesma emissividade para todos os elementos.

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	30	22,9	23,5	2,6
P2	0,9	30	19,4	19,5	0,5
P3	0,9	25	-12,0	-12,1	0,8
P4	0,9	25	-11,3	-11,3	0,0
P5	0,9	25	-12,0	-12,1	0,8
Cobertura	0,9	25	-14,9	-15,5	4,0

TABELA 3.10: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com uma parede a temperatura e emissividade diferentes dos demais.

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	25	-2,2	-4,0	78,7
P2	0,5	30	15,3	15,2	0,9
P3	0,9	25	-2,3	-4,1	79,4
P4	0,9	25	-1,9	-3,3	74,6
P5	0,9	25	-2,3	-4,1	79,4
Cobertura	0,9	25	-2,2	-4,0	78,7

TABELA 3.11: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com uma parede a temperatura diferente dos demais elementos e a parede adjacente com emissividade diferentes dos demais elementos.

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	25	-4,2	-4,0	6,3
P2	0,5	25	-2,3	-2,3	0,0
P3	0,9	30	27,1	27,3	0,7
P4	0,9	25	-4,3	-4,1	4,9
P5	0,9	25	-3,6	-3,3	9,6
Cobertura	0,9	25	-4,2	-4,0	6,3

TABELA 3.12: Trocas líquidas de energia térmica calculadas pelo método "exato" e "aproximado" com duas paredes adjacentes a temperatura e com emissividade diferentes dos demais elementos.

Superfície	Emissividade	Temperatura (°C)	Trocas Líquidas de Energia (W/m ²)		Erro (%)
			Exato	Aproximado	
Piso	0,9	25	-4,7	-8,0	68,3
P2	0,5	30	13,9	13,0	6,7
P3	0,5	30	13,9	13,0	6,7
P4	0,9	25	-4,4	-7,4	67,0
P5	0,9	25	-4,4	-7,4	67,0
Cobertura	0,9	25	-4,7	-8,0	68,3

Conforme pode ser visto nas Tabelas 3.5 a 3.9, quando as emissividades de todos os elementos são iguais, a diferença entre os valores calculados pelos dois métodos é pouco significativa, não ultrapassando 6%. Já quando pelo menos um material apresenta emissividade diferente da dos demais (Tabelas 3.10 a 3.12) verificam-se erros maiores, de até aproximadamente 80% que são tão maiores quanto maior for a diferença entre a temperatura do elemento de emissividade diferente dos demais e as temperaturas dos demais elementos.

4 Alterações realizadas no programa NBSLD

Os resultados obtidos nas análises apresentadas no capítulo 3 mostram que o coeficiente de convecção na face interna das vedações é um elemento importante na exatidão do cálculo de carga térmica. Além disto, constatou-se também que a linearização da equação de balanço de energia radiante apresenta bons resultados. Com base nestas informações e visando eliminar deficiências encontradas no algoritmo do programa, bem como reduzir o seu tempo de processamento, foram feitas as seguintes alterações no programa NBSLD:

- 1) estabelecimento de um critério de convergência para o término das iterações;
- 2) implementação de uma rotina para o cálculo do coeficiente de convecção na face interna das vedações para cada instante da simulação;
- 3) realização, hora a hora, de um balanço de massa que permita a determinação da umidade absoluta do ambiente;
- 4) implementação da modelagem usada para representar os vidros, determinando a variação da sua transmitância e da sua absorvância à radiação solar conforme o seu ângulo de incidência sobre as janelas;
- 5) possibilidade de se fornecer, hora a hora, a temperatura de bulbo seco do ar de recintos adjacentes ao recinto analisado.

Vale ressaltar que as modificações 3) 4) e 5) representam inovações no programa. O detalhamento dessas alterações é apresentado a seguir.

4.1 Critério de convergência

Segundo Akutsu^[6], se mantidos os coeficientes de convecção constantes, o número de iterações necessárias para garantir a convergência do método de cálculo até então empregado pelo programa NBSLD, é bem menor do que o valor fixado no programa. São executadas 7 iterações, caso sejam fornecidos apenas valores máximo e mínimo diário da temperatura de bulbo seco do ar exterior, ou 10 iterações, caso sejam fornecidos valores horários deste parâmetro climático.

Visando, num primeiro momento, reduzir o tempo de processamento e, posteriormente, garantir a convergência do processo de cálculo com o coeficiente de convecção sendo determinado hora a hora, estabeleceu-se um critério de convergência com base na máxima variação do valor das temperaturas superficiais internas dos elementos de vedação, entre duas iterações consecutivas.

O processo de cálculo é executado enquanto o módulo da máxima variação da temperatura superficial interna de todos os elementos de vedação é menor do que $0,1^{\circ}\text{C}$, para todas as horas do dia, ou, em termos matemáticos, o processo repete-se até que:

$$\max |T_{SI_{i,t}}^k - T_{SI_{i,t}}^{k-1}| < 0,1 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (48)$$

Optou-se por adotar TSI como variável para controle da convergência uma vez que esta é uma das variáveis de saída do processo de cálculo, bem como por que é com base nesta

que é calculada a carga térmica sensível e a temperatura do ar do recinto. O valor de $0,1^{\circ}\text{C}$ foi escolhido como limite para o término de cálculo por representar, praticamente, a precisão máxima de leitura e/ou o erro de calibração dos equipamentos usualmente utilizados para medições de temperatura em aplicações de ar condicionado e conforto ambiental.

4.2 Coeficiente de convecção interno

Para implementar a simulação da variação do coeficiente de convecção interno, foi desenvolvida uma sub-rotina que utiliza a equação 40, proposta pelo LBL, para paredes e as equações 37 a 39, referentes a placas planas apresentadas pela ASHRAE, para forros e pisos.

Optou-se por utilizar a eq. 40 para o cálculo do coeficiente de convecção natural em paredes por ela ter sido levantada em condições que simulavam edificações. Adotou-se as equações referentes a placa plana apresentadas pela ASHRAE para o cálculo do coeficiente de convecção natural para o forro e para o piso por não se ter encontrado correlações específicas para edificações.

Na rotina que foi introduzida no programa, o coeficiente de troca de calor por convecção entre uma vedação i e o ar, numa determinada hora t , de uma iteração k é determinado a partir de sua dimensão característica, dos valores da temperatura superficial deste elemento e da temperatura do ar determinados na iteração anterior para a mesma hora, ou seja:

$$h_{i,t}^k = f(l_i, TA_{i,t}^{k-1} - TSI_{i,t}^{k-1}) \quad (47)$$

sendo

h = coeficiente de convecção interno (W/(m²K));
 f = função de;
 l = dimensão característica da vedação;
 i = índice do elemento de vedação;
 t = instante da iteração;
 k = ordem da iteração.

Na Figura 4.1 é apresentado o fluxograma da seqüência de cálculo utilizada.

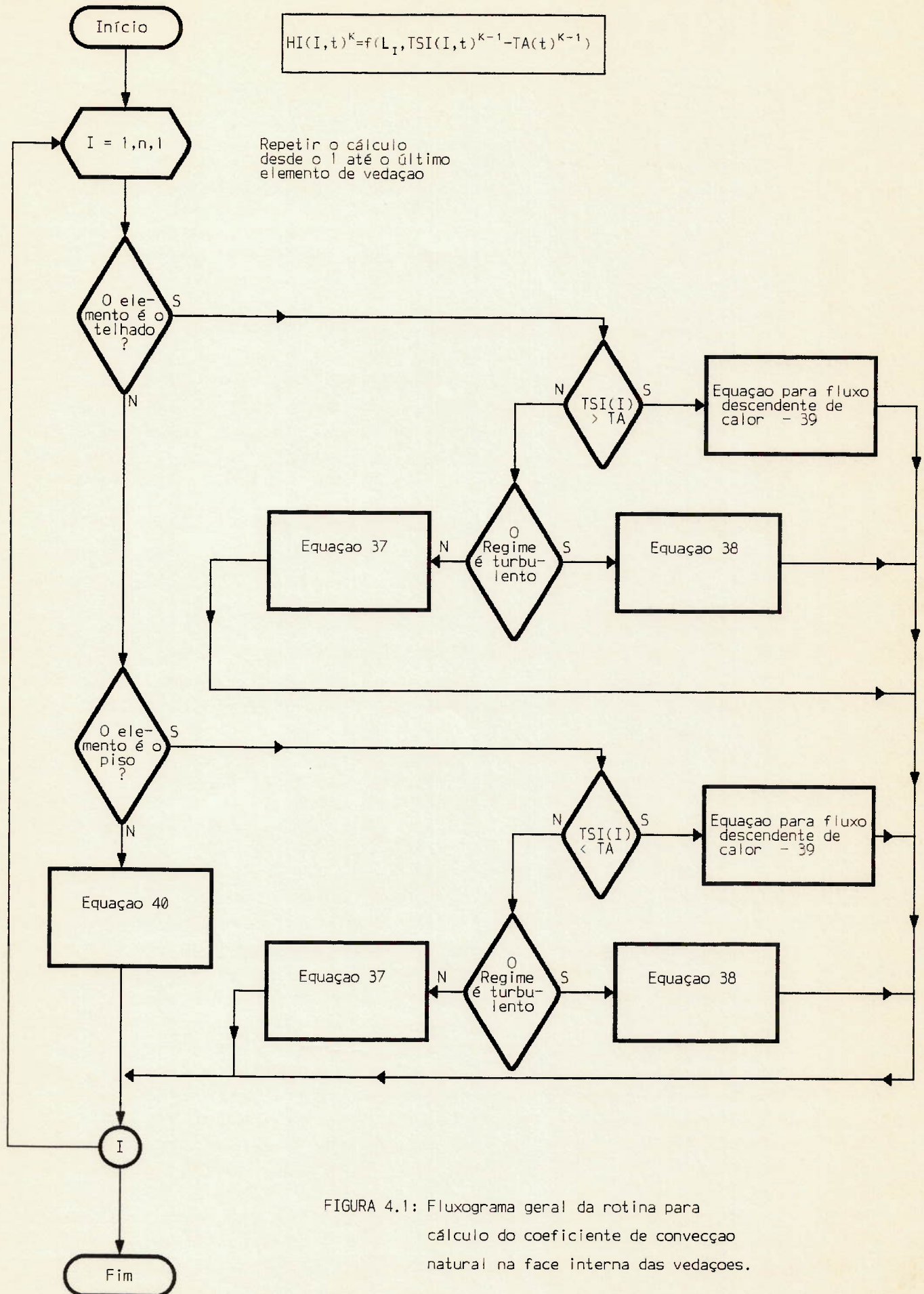
4.3 Balanço de massa

A equação 31, utilizada no programa NBSLD para calcular a carga térmica latente em condições de regime permanente, apresentada no item 2.7, não é adequada para situações em que o ambiente não está condicionado nem para o caso de a carga latente ser maior que a capacidade do sistema. A fim de se contornar esta limitação, desenvolveu-se uma equação para se determinar a concentração de umidade no ambiente em condições de regime não permanente ou com o ambiente não condicionado, conforme descrito a seguir.

Primeiramente escreveu-se a equação da continuidade (eq 49) para a umidade absoluta contida num volume de controle (Figura 4.2) que compreende todo o ar contido num recinto, dada por:

$$\frac{dU}{dt} = \sum m_e \cdot u_e - \sum m_s \cdot u_s + m_{ger} \quad (49)$$

onde:



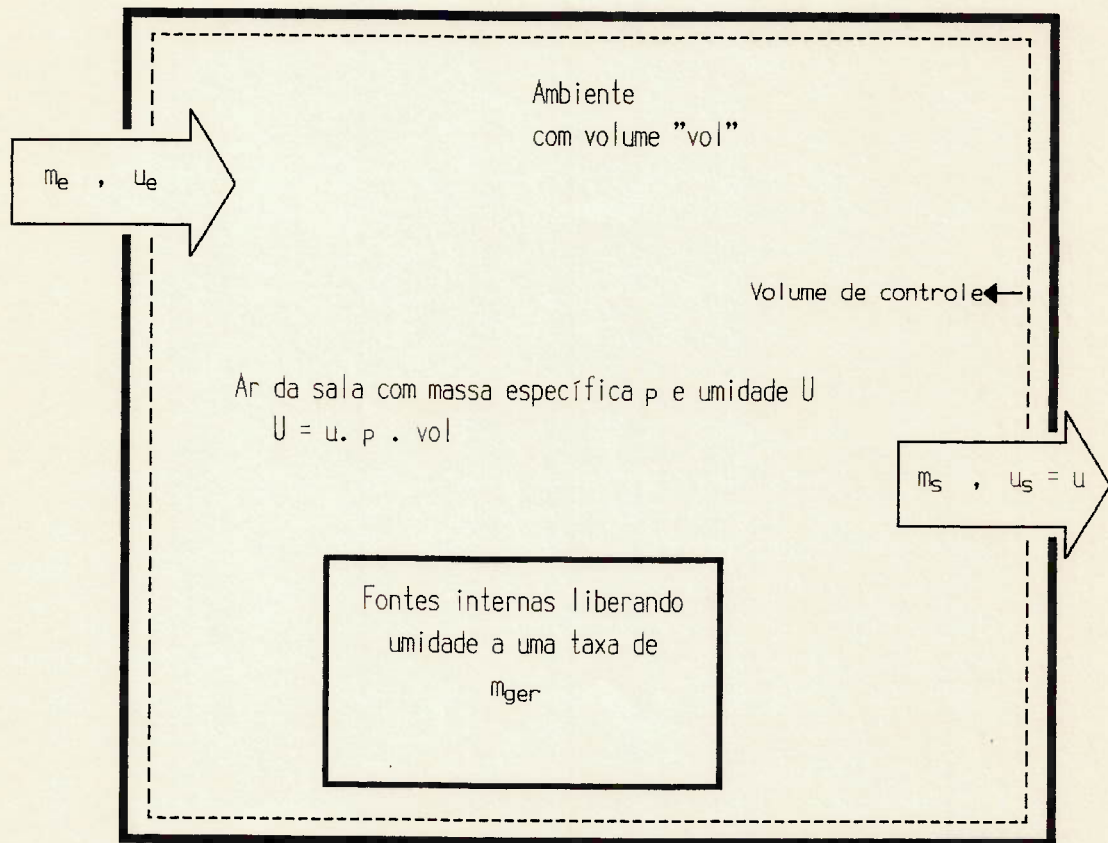


FIGURA 4.2: Representação dos elementos envolvidos no balanço de massa

- U - umidade do ar no interior do ambiente no instante t (kg água);
 t - unidade de tempo (s);
 m_e - vazão em massa de ar seco que entra no ambiente (kg/s);
 m_s - vazão em massa de ar seco que sai do ambiente (kg/s);
 u_e - umidade absoluta do ar que entra no ambiente (kg água/kg de ar seco);
 u_s - umidade absoluta do ar que sai do ambiente (kg água/kg de ar seco);
 m_{ger} - taxa de geração interna de umidade no ambiente (kg água/s);

$$\text{com } U = u \cdot \rho \cdot \text{vol} \quad (50)$$

sendo

- u - umidade absoluta do ar da sala (kg água/kg ar seco)
 ρ - massa específica do ar seco (kg/m³)
 vol - volume da sala (m³)

Admitindo-se o ar como um fluido incompressível e que o ar que deixa o ambiente tem a mesma umidade deste, tem-se:

$$\sum m_e = \sum m_s = m \quad (51)$$

$$e \quad \frac{u_e}{u_s} = \frac{u}{u} \quad (52)$$

Substituindo-se as equações (50) a (52) em (49), tem-se:

$$\rho \cdot \text{vol} \cdot \frac{du}{dt} = m \cdot u_e - m \cdot u + m_{ger} \quad (53)$$

ou, rearranjando:

$$\frac{du}{m(u_e - u) + m_{ger}} = \frac{dt}{\rho \cdot \text{vol}} \quad (54)$$

Integrando esta equação desde um instante inicial $t_0 = 0$, em que a umidade é u_0 , até um instante genérico t , com umidade $u(t)$, tem-se:

$$u(t) = u_0 \cdot e^{-\frac{m \cdot t}{\rho \cdot \text{vol}}} + \frac{(m \cdot u_e + m_{ger}) \cdot (1 - e^{-\frac{m \cdot t}{\rho \cdot \text{vol}}})}{m} \quad (55)$$

Esta equação pode ser reescrita de forma que ao invés de se determinar $u(t)$ a partir de u_0 , de maneira contínua, possa-se fazê-lo através de forma discreta, em intervalos de tempo Δt , no qual admite-se válida as hipóteses anteriormente feitas. Desta forma, a equação (55) toma a seguinte forma:

$$u(t) = u(t-1) \cdot k + \frac{(m_e(t) \cdot u_e(t) + m_{ger}(t)) \cdot (1-k)}{m_e(t)} \quad (56)$$

sendo

$$k = e^{-\frac{m \cdot \Delta t}{\rho \cdot vol}} \quad (57)$$

As equações 56 e 57 se apresentam numa forma prática para cálculos iterativos no tempo, como aqueles realizados pelo programa NBSLD. Desta forma, optou-se por substituir a equação apresentada em 2.7 por estas duas últimas quando o ambiente não estiver condicionado.

4.4 Modelagem de envidraçamentos

A modelagem empregada no programa NBSLD para simular envidraçamentos despreza a absorptividade destes à radiação solar direta e difusa (β_D e β_d), a variação da sua transmissividade à radiação direta (μ_D) com o ângulo de incidência dos raios de sol e não faz distinção entre a transmissividade à radiação solar direta e a transmissividade à radiação e difusa.

A determinação do ganho de energia solar, hora a hora, do ambiente era feito segundo a equação:

$$GS_t = (RS_{D,t} + RS_{d,t}) \cdot \mu_D \quad (58)$$

com

GS_t : ganho de energia solar, no instante t ;

$RS_{D,t}$: radiação solar direta incidente, no instante t ;

$RS_{d,t}$: radiação solar difusa incidente, no instante t ;

Conforme a referência [3] e o próprio manual do programa NBSLD^[4], as propriedades óptico-solares de envidraçamentos são praticamente constantes à radiação solar difusa; variam pouco até ângulos de incidência de $\pm 60^\circ$ para a radiação solar direta e muito fortemente a partir daí, como ilustrado nas Figuras 4.3 e 4.4, onde é apresentado o comportamento da transmissividade e absorptividade à radiação solar direta de vidros simples de 3 mm de espessura.

Foi introduzida uma rotina que calcula a absorptividade e a transmissividade destes elementos à radiação solar direta e à radiação solar difusa utilizando as seguintes equações, extraídas das referências [3] e [4]:

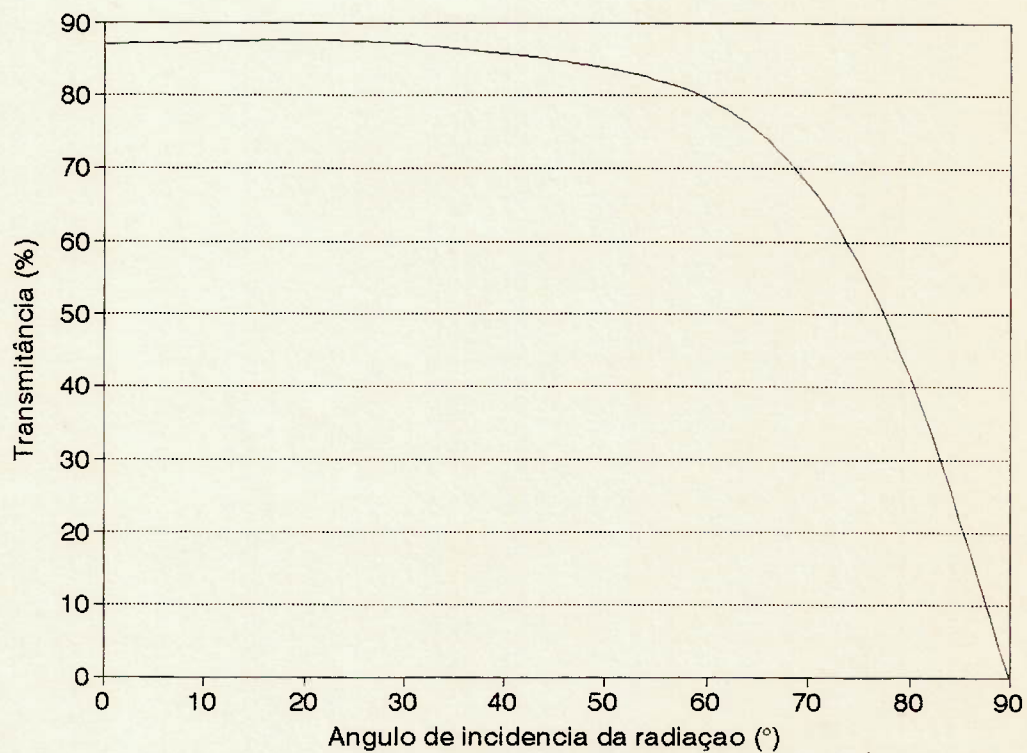


FIGURA 4.3: Variação da transmitância à radiação solar direta de um vidro simples de 3mm de espessura em função do ângulo de incidência desta sobre a sua superfície, medido em relação à normal do vidro.

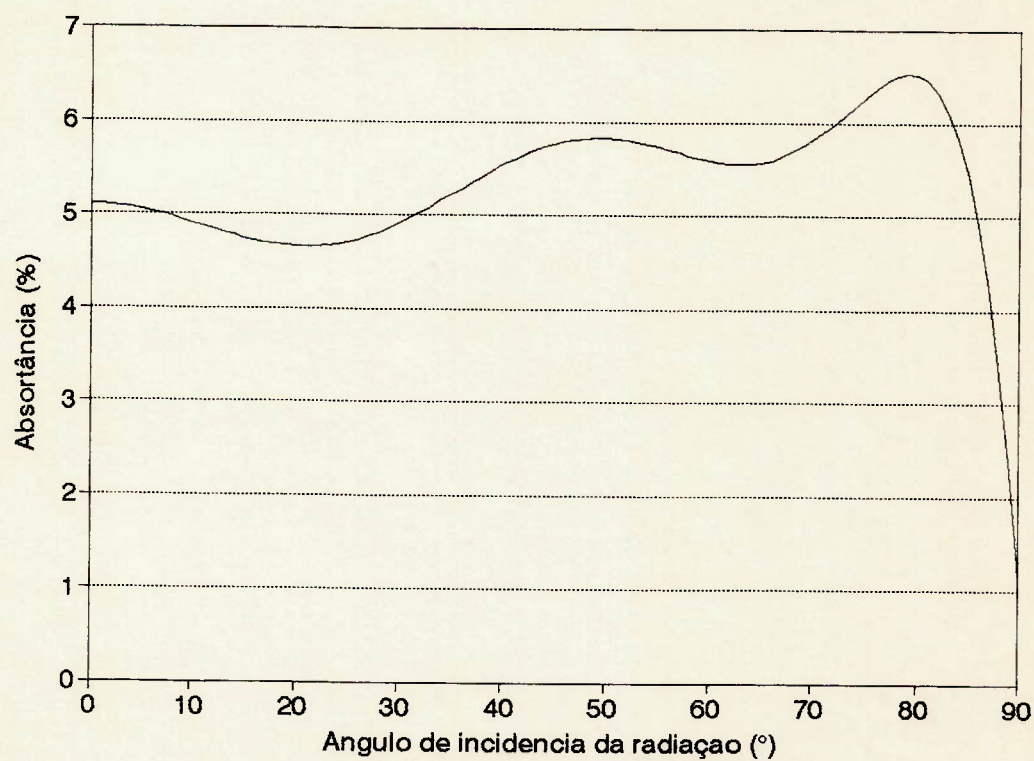


FIGURA 4.4: Variação da absorvância à radiação solar direta de um vidro simples de 3mm de espessura em função do ângulo de incidência desta sobre a sua superfície, medido em relação à normal do vidro.

$$\mu_{D,t} = \sum_{j=0}^5 T_j \cdot (\cos\theta_t)^j \quad (59)$$

com

$\mu_{D,t}$ = transmissividade à radiação solar direta, no instante t;

T_j = coeficientes obtidos experimentalmente que caracterizam a transmitância do vidro;

$\cos\theta_t$ = cosseno do ângulo de incidência da radiação solar sobre os vidros, no instante t;

j = ordem do coeficiente.

$$\mu_{d,t} = \sum_{j=0}^5 T_j / (j+2) \quad (60)$$

sendo

$\mu_{d,t}$ = transmitância à radiação solar difusa, no instante t;

$$\beta_{D,t} = \sum_{j=0}^5 A_j \cdot (\cos\theta_t)^j \quad (61)$$

com

$\beta_{D,t}$ = absorptividade à radiação solar direta, no instante t;

A_j = coeficientes obtidos experimentalmente que caracterizam a absorptividade do vidro;

$$\beta_{d,t} = \sum_{j=0}^5 A_j / (j+2) \quad (62)$$

Os valores A_j e T_j foram obtidos do manual do programa NBSLD e de medições feitas por Posata^[29] em diversos tipos de vidros produzidos no Brasil pela Blindex.

Com base nos valores calculados da transmitância, o ganho de energia térmica do recinto pelos vidros passou a ser calculado independentemente para a componente direta e para a componente difusa segundo a seguinte equação:

$$GS_t = RS_{D,t} \cdot \mu_{D,t} + RS_{d,t} \cdot \mu_{d,t} \quad (63)$$

Além disto, para modelar a absorção da energia, admitiu-se que esta absorção se daria na face externa do elemento e que, posteriormente, esta energia seria conduzida para o interior do recinto, segundo as mesmas equações válidas para superfícies opacas.

4.5 Temperatura dos recintos adjacentes

O programa NBSLD foi desenvolvido tendo como característica simular casos unicompartimentais, sem considerar detalhadamente as trocas de energia térmica entre o recinto em foco e os seus adjacentes.

Poder-se-ia adotar três tipos de enfoques para a simulação de vedações internas de um recinto: admitir que a temperatura do ar do recinto adjacente é igual à temperatura do ar exterior, válida, por exemplo, para ambientes excessivamente ventilados; temperatura do ar do recinto adjacente constante ao longo do dia todo; e temperatura superficial externa no instante t igual à temperatura superficial interna no instante anterior ($TSE_{i,t} = TSI_{i,t-1}$), adotada para simular vedações em contato com outro recinto praticamente nas mesmas condições

de exposição do recinto analisado, porém com inércia térmica pouco superior.

Para dar maior flexibilidade ao programa, sem alterar o enfoque unicompartimental, criou-se mais uma opção para a entrada dos dados, que consiste em se fornecer, hora a hora, a temperatura de bulbo seco do ar do recinto adjacente. Esta entrada de dados foi implementada de tal forma que, caso em algum instante este dado não esteja disponível, assume-se a hipótese de $TSE_{i,t} = TSI_{i,t-1}$.

Vale ressaltar que esta opção para a entrada de dados possibilita que se adotem algumas hipóteses encontradas em bibliografia[3],[23] voltada para cálculo de carga térmica, que mandam assumir para a temperatura do ar de recinto adjacente o valor da temperatura externa adicionada ou subtraída de uma constante.

A determinação do coeficiente de convecção na face "externa" das vedações internas é feita utilizando-se o procedimento apresentado em 4.1.

5 Medições realizadas

Instrumentou-se uma sala do Laboratório de Higrotermia e Iluminação do IPT, situada no 1º andar do prédio número 25 do campus do Instituto em São Paulo - SP.

A escolha dessa sala como ambiente de teste, deve-se à possibilidade de controle do acesso de pessoas ao local e à disponibilidade de um equipamento de ar condicionado de janela, que permitiu o controle da temperatura de bulbo seco do ar.

Foram realizadas duas séries de medições consecutivas, no período entre 22/01/93 até 11/03/93.

Mediu-se as temperaturas superficiais internas e externas das vedações, a temperatura de bulbo seco do ar interior e do ar exterior, radiação solar global incidente em superfície horizontal e velocidade do ar no interior do recinto, conforme descrito a seguir.

Como o equipamento utilizado para medir a radiação solar não pode ficar exposto à chuva, não foram realizadas medições nos fins-de-semana, visto não haver pessoal disponível para sua manutenção. Também não se tem dados completos relativos às segundas-feiras, pois o equipamento de registro era ligado apenas no início do expediente, e às sextas-feiras quando o equipamento era desligado ao final do expediente. Desta forma, os dados coletados correspondem ao intervalo de terça-feira a quinta-feira de todas as semanas do período de medição.

Na primeira série, de 22/01/93 a 29/01/93, com o equipamento de condicionamento de ar desligado, buscou-se

validar o programa para a caracterização térmica de recintos não condicionados. Na segunda série, com o equipamento de condicionamento ativo, controlando apenas a temperatura de bulbo seco do ar, visou-se avaliar a adequação do método de cálculo de carga térmica sensível.

No anexo C é apresentada uma planta esquemática do recinto onde foram realizadas as medições, bem como a descrição dos elementos de vedação.

5.1 Variáveis medidas

5.1.1 Recinto não condicionado

Com o equipamento de condicionamento desligado, determinou-se:

- as temperaturas superficiais interna e externa de todos os elementos de vedação da envoltória;
- as temperaturas de bulbo seco do ar interior da sala;
- temperatura de bulbo seco do ar dos recintos adjacentes ao recinto analisado;
- temperatura e umidade relativa do ar exterior;
- a radiação solar global incidente em superfície horizontal.

A temperatura superficial das vedações foi medida em um único ponto da face externa e da face interna das vedações, aproximadamente à meia altura e à meia largura do elemento. Fez-se a medição apenas no centro da vedação por se ter poucos canais disponíveis no equipamento de registro e a fim de se evitar "efeitos de borda". Na Figura 5.1 é

apresentado, esquematicamente a posição dos pontos de medição.

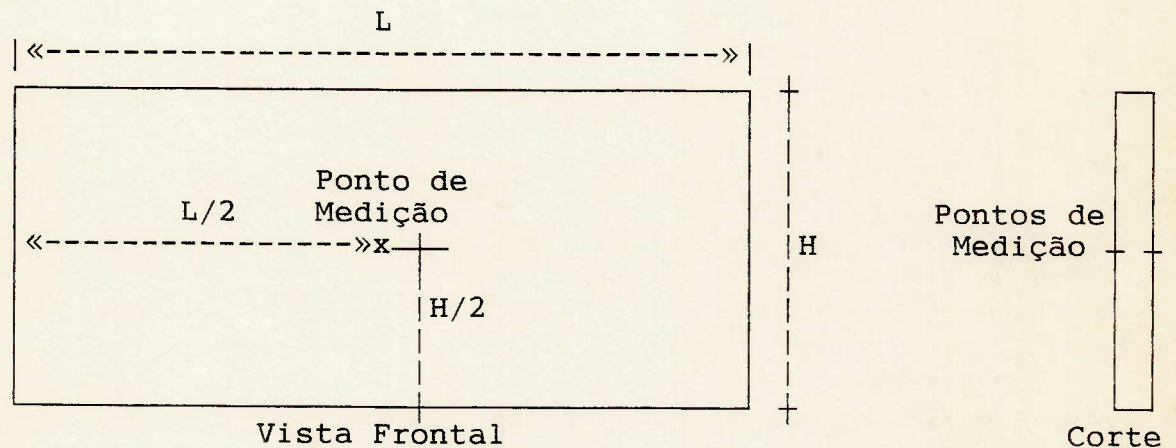


FIGURA 5.1: Indicação dos pontos de medição, em vista frontal e em corte, de uma parede.

A temperatura de bulbo seco do ar da sala foi medida em três alturas, a 0,2m, a 1,1m e a 2,0m da cota do piso, de uma mesma vertical aproximadamente à meia largura e ao meio comprimento da sala. O valor tomado para análise foi a média aritmética das temperaturas verificadas nestes três pontos. Isto foi feito para se ter um parâmetro único equivalente ao calculado pelo programa, que tem como uma de suas hipóteses a de que a temperatura do ar é uniforme em todo o recinto.

5.1.2 Recinto condicionado

Mediu-se as mesmas variáveis descritas no item anterior, a temperatura de bulbo seco do ar de insuflamento do equipamento de ar condicionado e a sua velocidade no seu difusor.

A medição da temperatura e da velocidade do ar de insuflamento foi feita uma vez em diversos pontos na face da grelha de insuflamento a fim de se verificar a homogeneidade espacial do escoamento. Estes pontos de medição são apresentados na Figura 5.2. Posteriormente, a fim de se avaliar a continuidade do regime de escoamento ao longo do tempo, manteve-se quatro anemômetros de fio quente registrando continuamente a velocidade do ar de insuflamento.

Com estes valores, a carga térmica medida foi calculada a partir da seguinte equação:

$$CT_m = FO \cdot \rho \cdot c \cdot \int_0^{0,15} \int_0^{0,65} v(x,y) \cdot T(x,y) dx dy \quad (64)$$

onde :

- CT_m = carga térmica medida (W)
 FO = fração de tempo em que o equipamento de ar condicionado esta ativo durante a hora em questão;
 ρ = densidade de massa do ar (kg/m^3);
 c = capacidade térmica específica ($J/(kg.K)$);
 $v(x,y)$ = velocidade do ar na direção perpendicular ao plano da face do difusor do equipamento de ar condicionado;
 $T(x,y)$ = temperatura de bulbo seco do ar de insuflamento;

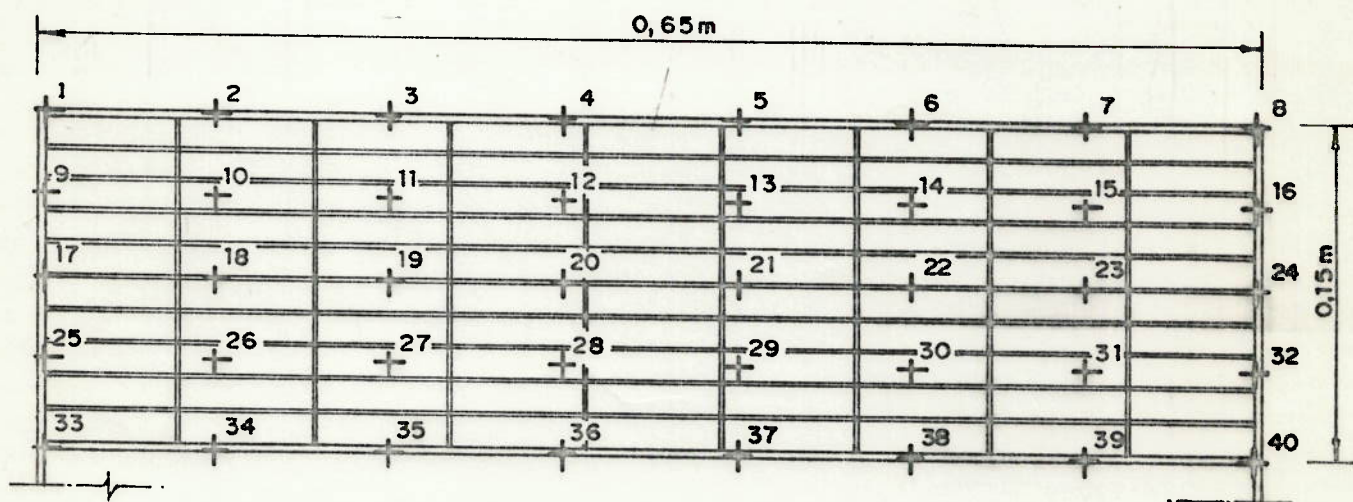
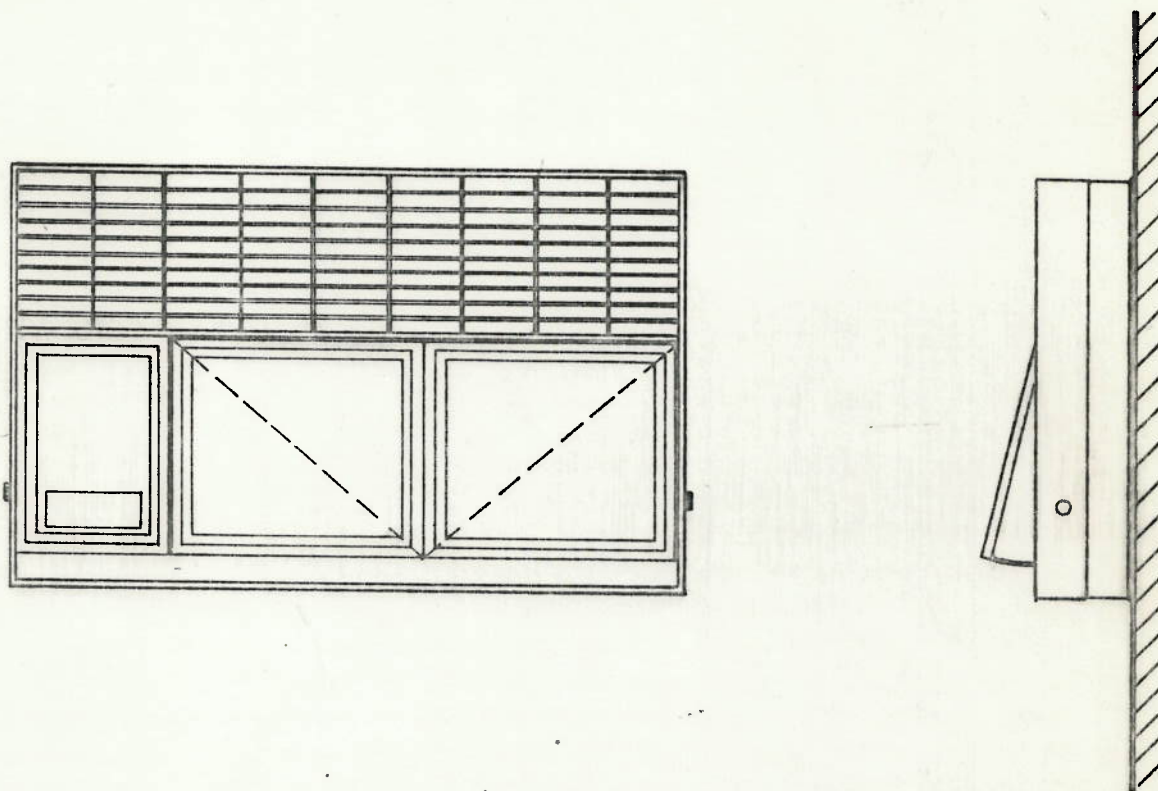


FIGURA 5.2: Vista frontal e lateral do equipamento de ar-condicionado e detalhe da grelha de insuflamento com a indicação dos pontos de medição

5.2 Equipamentos Utilizados

5.2.1 Medição de temperatura

As temperaturas superficiais das vedações, temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar interior ao prédio foram medidas com termopares tipo T, bitola 24 AWG, conectados a um registrador híbrido programável de 30 canais de marca Yokogawa^[30], número de patrimônio IPT 32.950, com resolução de 0,1°C. Todos os termopares tinham sua junta quente blindada contra a radiação por uma capa de papel alumínio polido ou fitas adesivas com a face voltada para a sala também com aspecto similar a alumínio polido.

Aferições do registrador, realizadas com fonte de tensão contínua rastreada aos laboratórios do INMETRO via laboratórios do Agrupamento de Tecnologia de Equipamentos Elétricos do IPT^[31], apresentaram magnitude de incertezas aleatórias de $\pm 1\%$ dos valores das temperaturas indicadas e em valores desprezíveis para as incertezas nas tensão. A temperatura de bulbo seco do ar exterior foi medida utilizando-se um termo-higrógrafo marca Fuess, número de patrimônio IPT 16.178, com resolução de 0,5°C. Este equipamento foi ajustado para apresentar os mesmos resultados que o registrador citado que foi usado como padrão. Não se determinou a incerteza aleatória deste equipamento.

5.2.2 Medição de radiação solar

A radiação solar global incidente em superfície horizontal foi medida registrando-se continuamente, no mesmo

equipamento usado para medir temperaturas, a saída em milivolts gerada por um piranômetro de marca Eppley^[32]. Este equipamento tem uma constante de calibração de $66,09\text{W/m}^2/\text{mV}$, segundo informações do manual do fabricante. Ele não foi aferido por não se dispor, no Brasil, de padrões para tal, porém apresenta resultados equivalentes aos de outros equipamentos similares existentes no Instituto. A resolução da escala utilizada no registrador era de $0,1\text{ mV}$.

5.2.3 Medição da velocidade do ar

A velocidade do ar foi medida utilizando-se anemômetros de fio quente marca Alnor^[33] que, da mesma forma que o piranômetro, teve sua saída em milivolt registrada continuamente durante todo o período de medição. A resolução da escala utilizada no registrador era de $0,1\text{ mV}$.

5.3 Rastreabilidade e Incertezas

No anexo D são apresentados a cadeia metrológica de cada equipamento e cópias de seus catálogos e manuais.

A incerteza metrológica total de cada variável medida foi calculada a partir da equação 65, apresentada por Waeny^[34].

$$I_{\text{tot}} = [I_a^2 + (\text{Res})^2/3]^{0,5} \quad (65)$$

sendo:

I_{tot} = Incerteza metrológica total;

I_a = Incerteza aleatória;

Res = resolução do instrumento na escala utilizada;

Na Tabela 5.1 são apresentados os valores obtidos. No caso de variáveis em que foram realizadas diversas medições, a incerteza aleatória foi tomada como sendo o desvio padrão da série de medições.

Tabela 5.1: Incerteza metrológica das variáveis medidas

Variável	Incerteza
Temperatura superficial	0,3 °C
Temperatura do ar na sala	entre 0,3 °C e 0,7°C
Temperatura do ar exterior	0,5 °C
Radiação solar total horária	10% do valor medido
Velocidade do ar	0,3 m/s
Carga térmica sensível	280 W

5.5 Resultados Obtidos

Durante as medições, ocorreram alguns imprevistos que fizeram com que se descartassem alguns dias de medição como chuva, que obrigou o desligamento do piranômetro, descolamento de termopares das paredes, falhas no aterramento do piranômetro e faltas de energia elétrica.

Entre os dias em que não ocorreram imprevistos, selecionou-se o dia 27/01/93 para avaliação do programa com o recinto não condicionado e o dia 03/02/93 para representar os dias em que o equipamento de ar condicionado estava ativo. Optou-se por estes dias por:

- a) não se ter verificado variações climáticas abruptas ou incomuns nestes dias e no dia imediatamente anterior a estes;
- b) ter-se como confiáveis todos os dados referentes aos dias anteriores aos selecionados.

Observando-se o regime de funcionamento do ar-condicionado, constatou-se que este equipamento levou mais de 24 h para atingir seu regime normal de operação. Desta forma, durante as duas primeiras horas do dia 03/02/93 o equipamento ainda estava trabalhando a plena carga para reduzir a temperatura do ar a aproximadamente 19°C.

Os valores obtidos das temperaturas medidas na sala (superficiais das vedações e bulbo seco do ar) e nos recintos que lhes são adjacentes são apresentados, para cada hora do dia, nas Tabelas 5.2 a 5.5.

Na Tabela 5.6 são apresentados os valores horários da radiação solar incidente em superfície horizontal e da temperatura de bulbo seco do ar exterior. Estes valores foram calculados fazendo-se a integração gráfica do registro contínuo do sinal em milivolts emitido pelo piranômetro e registrado continuamente.

Na Tabela 5.7 são apresentados os valores médios e os desvios padrão da velocidade e da temperatura de bulbo seco do ar na grelha de insuflamento do equipamento de condicionamento de ar.

TABELA 5.2: Temperaturas ($^{\circ}\text{C}$) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 26/01/93 e 27/01/93.

Hora	Cobertura		Parede Externa		Parede interna Leve			Ar na sala Ponto		
	TSE	TSI	TSE	TSI	TSE	TSI	Tadj	baixo	medio	alto
	26/01/93									
17	35.7	33.2	34.2	29.6	29.6	28.7	30.1	27.2	29.0	29.3
18	34.1	33.3	31.1	30.1	29.4	28.9	29.4	27.4	29.2	29.4
19	32.3	33.0	29.3	30.4	29.2	29.0	29.1	27.6	29.3	29.4
20	26.1	32.4	25.2	30.3	28.9	28.9	28.7	27.7	29.2	29.3
21	24.6	31.4	22.8	30.0	28.7	28.8	28.3	27.7	29.0	29.1
22	24.5	30.2	22.8	29.5	28.4	28.6	28.0	27.6	28.8	28.9
23	23.6	29.2	22.5	28.8	28.2	28.4	27.8	27.6	28.5	28.5
24	23.2	28.3	23.1	28.2	28.0	28.2	27.5	27.4	28.3	28.2
27/01/93										
1	22.9	27.6	23.2	27.7	27.8	28.0	27.3	27.4	28.0	27.9
2	22.4	27.1	23.0	27.2	27.6	27.7	27.1	27.3	27.7	27.5
3	21.9	26.6	23.0	26.9	27.4	27.5	26.8	27.1	27.4	27.2
4	21.6	26.1	22.7	26.5	27.2	27.3	26.7	27.0	27.2	26.9
5	21.3	25.8	22.7	26.3	27.0	27.1	26.4	26.9	27.0	26.8
6	21.6	25.4	22.7	25.9	26.8	26.9	26.5	26.8	26.9	26.7
7	22.1	25.3	23.2	25.7	26.9	26.9	26.8	26.8	26.9	26.7
8	23.4	25.3	24.2	25.6	27.1	26.9	27.1	26.8	27.0	26.9
9	25.4	25.3	25.3	25.6	27.3	26.9	27.4	26.8	27.1	26.9
10	29.0	25.6	26.4	25.7	27.5	27.0	27.9	26.8	27.2	27.1
11	32.8	26.2	28.4	25.9	27.9	27.2	28.4	26.9	27.6	27.7
12	32.0	27.2	29.1	26.2	28.2	27.4	28.7	26.9	27.8	27.9
13	36.8	28.3	31.6	26.6	28.5	27.6	29.2	27.0	28.1	28.4
14	38.4	29.5	33.3	27.2	29.1	27.9	30.0	27.2	28.5	28.8
15	36.5	30.7	32.2	27.8	29.3	28.3	30.0	27.3	28.9	29.3
16	33.8	31.5	30.8	28.6	29.3	28.7	29.6	27.5	29.1	29.3
17	32.6	31.7	29.3	29.1	29.3	28.9	29.4	27.7	29.2	29.4
18	31.3	31.6	28.2	29.4	29.2	29.1	29.3	27.9	29.5	29.6
19	29.7	31.0	27.0	29.3	28.9	29.0	28.6	27.9	29.3	29.2
20	29.1	30.5	26.7	29.2	28.7	28.8	28.3	27.9	29.1	29.2
21	28.2	30.0	26.1	28.9	28.4	28.6	28.0	27.7	28.9	28.9
22	27.8	29.5	25.8	28.7	28.2	28.4	27.7	27.7	28.7	28.7
23	26.0	29.0	25.4	28.4	28.1	28.3	27.5	27.6	28.6	28.5
24	25.6	28.6	24.8	28.2	28.0	28.2	27.4	27.6	28.4	28.4

TSE - Temperatura superficial externa

TSI - Temperatura superficial interna

Tadj - Temperatura do ar no recinto adjacente.

TABELA 5.3: Temperaturas ($^{\circ}\text{C}$) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 26/01/93 e 27/01/93.

Hora	Parede interna fundo			Parede interna lateral			Piso		
	TSE	TSI	Tadj	TSE	TSI	Tadj	TSE	TSI	Tadj
26/01/93									
17	26.2	27.4	26.6	25.3	27.4	25.7	26.1	26.6	26.4
18	26.3	27.9	26.6	25.9	26.6	25.7	26.3	26.8	26.3
19	26.3	27.9	26.5	25.7	26.5	25.7	26.4	26.9	26.2
20	26.3	27.8	25.8	25.2	25.8	25.4	26.5	27.0	26.1
21	26.3	27.9	25.7	25.8	25.7	25.4	26.5	27.1	26.1
22	26.4	27.8	25.5	25.4	25.5	25.3	26.6	27.1	26.0
23	26.4	27.6	25.6	25.3	25.6	25.4	26.6	27.1	26.1
24	26.4	27.6	25.6	25.5	25.6	25.3	26.7	27.0	26.1
27/01/93									
1	26.4	27.8	25.6	26.1	27.6	25.3	26.7	27.0	26.0
2	26.4	27.3	25.5	25.6	25.5	25.2	26.7	27.0	26.0
3	26.3	27.5	25.3	26.1	25.3	25.2	26.7	26.9	25.9
4	26.3	27.3	25.3	25.9	25.3	25.2	26.7	26.9	25.8
5	26.3	27.3	25.3	26.1	25.3	25.2	26.7	26.8	25.7
6	26.2	27.1	24.9	25.9	24.9	25.1	26.6	26.7	25.5
7	26.2	26.7	25.2	25.4	25.2	25.2	26.5	26.6	25.2
8	26.2	26.8	25.3	25.6	25.3	25.1	26.4	26.6	25.2
9	26.0	26.9	24.1	25.7	24.1	24.5	26.4	26.5	25.1
10	26.0	27.0	25.6	26.0	25.6	25.3	26.4	26.5	25.2
11	26.1	27.0	25.9	26.0	25.9	25.5	26.3	26.5	25.6
12	26.2	26.9	26.0	25.7	26.0	25.5	26.2	26.5	25.7
13	26.2	26.9	26.4	25.5	26.4	25.5	26.2	26.5	26.0
14	26.0	27.4	25.2	26.0	25.2	24.7	26.3	26.6	26.0
15	26.0	27.3	25.9	25.3	25.9	25.2	26.3	26.7	26.2
16	26.1	27.7	25.9	25.6	25.9	25.4	26.3	26.9	25.9
17	26.2	27.9	26.1	25.9	26.1	25.6	26.4	27.1	25.9
18	26.3	28.0	26.1	25.7	26.1	25.6	26.5	27.2	25.9
19	26.3	28.0	25.9	25.6	25.9	25.5	26.5	27.2	26.0
20	26.4	28.3	25.9	26.2	25.9	25.6	26.7	27.2	25.9
21	26.3	28.0	25.8	25.7	25.8	25.6	26.6	27.2	26.0
22	26.4	27.9	25.9	26.0	25.9	25.6	26.6	27.2	25.9
23	26.4	27.9	25.8	25.8	25.8	25.6	26.7	27.1	26.0
24	26.5	28.0	25.8	26.1	25.8	25.6	26.8	27.2	25.9

TSE - Temperatura superficial externa

TSI - Temperatura superficial interna

Tadj - Temperatura do ar no recinto adjacente.

TABELA 5.4: Temperaturas ($^{\circ}\text{C}$) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 02/02/93 e 03/02/93.

Hora	Cobertura		Parede		Parede interna			Ar na sala		
	TSE	TSI	Externa		Leve			Ponto		
			TSE	TSI	TSE	TSI	Tadj	baixo	medio	alto
02/02/93										
17	29.5	30.6	27.0	27.2	28.6	24.3	30.3	20.7	21.0	21.2
18	26.4	29.6	23.7	27.1	28.1	24.1	29.5	20.5	20.9	21.0
19	25.1	28.0	24.8	26.6	27.7	23.9	29.0	20.2	20.7	20.7
20	25.0	26.7	26.5	25.8	27.3	23.6	28.6	20.0	20.3	20.3
21	24.7	25.7	27.3	25.2	27.1	23.6	28.3	19.8	20.1	20.2
22	24.2	24.8	27.1	24.7	26.8	23.0	28.0	19.6	19.9	19.9
23	23.7	24.2	26.1	24.4	26.5	22.7	27.7	19.4	19.6	19.6
24	23.2	23.7	25.6	24.1	26.3	22.6	27.5	19.3	19.4	19.5
03/02/93										
1	22.3	23.2	24.0	23.8	26.1	22.4	27.3	19.0	19.3	19.4
2	21.3	22.8	23.2	23.6	25.9	22.4	27.0	19.2	19.6	19.8
3	21.0	22.9	23.0	23.8	25.7	22.8	26.7	21.4	21.9	22.1
4	20.3	22.4	24.1	23.3	25.6	22.7	26.6	19.4	19.8	19.7
5	20.3	22.1	23.4	23.0	25.4	22.5	26.3	19.7	19.8	19.7
6	19.9	21.7	23.1	22.7	25.3	22.2	26.1	20.4	20.4	20.3
7	19.8	21.4	25.6	22.5	25.1	22.0	26.0	19.1	19.2	19.3
8	21.7	21.2	25.5	22.4	25.2	21.8	26.6	19.8	19.8	19.9
9	22.1	21.4	25.3	22.4	25.3	21.9	26.8	19.1	19.2	19.4
10	24.1	21.5	28.2	22.4	25.5	21.8	27.3	18.8	19.1	19.1
11	26.7	21.7	28.5	22.5	25.8	21.6	27.7	19.8	19.7	19.9
12	27.6	22.3	28.9	22.8	26.0	22.0	27.9	19.6	19.9	19.9
13	30.6	22.5	30.9	22.8	26.2	21.7	28.4	18.6	18.8	19.1
14	28.4	23.0	30.0	23.2	26.4	21.9	28.3	18.8	19.1	19.0
15	24.7	23.4	26.2	23.5	26.2	22.3	28.0	19.3	19.5	19.7
16	23.9	23.1	25.2	23.5	26.2	22.0	27.8	20.1	20.1	20.2
17	22.8	22.9	24.2	23.3	26.1	22.2	27.7	19.0	19.3	19.3
18	22.4	22.5	25.2	23.1	25.9	22.0	27.3	19.0	19.1	19.2
19	22.0	22.4	24.2	23.2	25.6	22.1	26.8	20.7	20.7	20.8
20	21.7	22.1	25.6	22.8	25.3	22.0	26.5	18.9	19.2	19.1
21	21.6	22.0	24.2	22.9	25.2	21.9	26.3	20.5	20.4	20.5
22	20.3	21.9	21.5	22.8	24.9	22.0	26.0	20.6	20.6	20.6
23	20.2	21.6	21.5	22.5	24.8	21.9	25.8	20.6	20.6	20.6
24	20.1	21.4	21.7	22.2	20.6	21.9	25.6	20.1	20.0	20.0

TSE - Temperatura superficial externa

TSI - Temperatura superficial interna

Tadj - Temperatura do ar no recinto adjacente.

TABELA 5.5: Temperaturas ($^{\circ}\text{C}$) superficiais internas e externas de elementos de vedação e do ar, medidas nos dias 02/02/93 e 03/02/93.

Hora	Parede interna fundo			Parede interna lateral			Piso		
	TSE	TSI	Tadj	TSE	TSI	Tadj	TSE	TSI	Tadj
02/02/93									
17	25.5	23.0	26.8	26.6	22.0	26.5	25.1	23.2	25.7
18	25.5	23.0	26.6	26.2	26.6	26.4	24.9	23.2	25.4
19	25.5	22.9	26.6	26.6	26.6	26.4	25.0	23.1	25.4
20	25.4	22.8	26.5	26.8	26.5	26.4	25.0	23.0	25.4
21	25.6	22.6	26.5	26.6	26.5	26.5	25.0	22.9	25.3
22	25.4	22.4	26.5	26.6	26.5	26.5	24.8	22.7	25.3
23	25.3	22.2	26.4	26.9	26.4	26.5	24.8	22.6	25.2
24	25.4	22.1	26.4	26.9	26.4	26.5	24.8	22.5	25.3
03/02/93									
1	25.5	22.0	26.3	26.3	20.8	26.4	24.5	22.3	25.1
2	25.4	22.3	26.2	26.5	26.2	26.4	24.4	22.1	25.0
3	25.4	22.7	26.2	26.6	26.2	26.3	24.3	22.5	24.9
4	25.3	22.3	26.2	26.6	26.2	26.3	24.3	22.4	24.9
5	25.2	22.2	26.2	26.4	26.2	26.3	24.2	22.4	24.9
6	25.1	22.1	26.2	26.8	26.2	26.4	24.3	22.3	24.8
7	25.2	21.7	26.1	26.4	26.1	26.2	24.0	22.1	24.7
8	25.0	21.6	26.0	26.0	26.0	26.2	24.0	21.9	24.6
9	24.8	21.6	24.5	26.4	24.5	25.4	23.9	21.9	24.7
10	24.7	21.3	24.1	25.9	24.1	24.9	23.6	21.7	24.5
11	24.6	21.2	24.4	25.8	24.4	25.0	23.6	21.6	24.4
12	24.4	21.4	23.9	26.1	23.9	24.8	23.8	21.7	24.8
13	24.6	21.0	25.9	25.8	25.9	26.0	23.5	21.4	24.5
14	24.7	21.2	26.0	26.0	26.0	26.0	23.7	21.5	24.6
15	24.7	21.6	25.9	25.9	25.9	26.0	23.7	21.8	24.7
16	24.8	21.5	26.0	26.1	26.0	26.0	23.9	21.7	24.6
17	24.7	21.4	25.9	26.2	25.9	25.9	23.8	21.8	24.5
18	24.7	21.4	25.8	26.2	25.8	25.9	23.8	21.8	24.5
19	24.7	21.6	25.8	26.0	25.8	25.9	23.8	21.8	24.5
20	24.5	21.4	25.8	26.3	25.8	25.9	23.8	21.7	24.5
21	24.6	21.5	25.7	26.1	25.7	25.9	23.8	21.8	24.4
22	24.5	21.6	25.7	26.2	25.7	25.9	23.7	21.9	24.4
23	24.5	21.6	25.7	26.2	25.7	25.9	23.7	21.9	24.4
24	24.5	21.5	25.6	25.9	25.6	25.9	23.4	21.8	24.3

TSE - Temperatura superficial externa

TSI - Temperatura superficial interna

Tadj - Temperatura do ar no recinto adjacente.

TABELA 5.6: Temperatura do ar exterior ($^{\circ}\text{C}$) e radiação solar global incidente em superfície horizontal (W/m^2), medidos nos dias 27/01/93 e 03/02/93.

Hora	27/01/93		03/02/93	
	TBS	RS	TBS	RS
1	23.5	0	21.5	0
2	21.0	0	20.0	0
3	20.5	0	20.0	0
4	20.5	0	20.5	0
5	20.5	0	22.0	0
6	20.0	39	20.5	40
7	20.0	116	21.5	139
8	20.0	194	22.0	151
9	21.0	414	22.5	175
10	22.0	637	23.5	135
11	23.0	501	25.0	125
12	24.0	645	25.5	125
13	25.0	852	26.0	114
14	25.0	675	25.5	103
15	26.0	482	24.0	50
16	27.0	369	23.5	25
17	26.6	161	22.0	20
18	26.0	12	21.5	10
19	26.0	0	21.5	0
20	25.5	0	21.5	0
21	25.0	0	21.5	0
22	24.5	0	20.0	0
23	24.0	0	19.5	0
24	23.5	0	20.0	0

TBS - Temperatura de bulbo seco do ar exterior

RS - Radiação solar global incidente em superfície horizontal

TABELA 5.7: Valor médio e desvio padrão da velocidade e temperatura de bulbo seco do ar de insuflamento ao longo da grelha do equipamento de condicionamento, com a temperatura de bulbo seco do ar da sala igual a 19,0°C.

Ponto	v	d	T	Ponto	v	d	T
1	2.1	0.1	3.9	21	0.3	0.2	10.0
2	3.2	0.1	3.9	22	0.3	0.2	11.4
3	3.0	0.1	4.2	23	0.3	0.2	16.9
4	0.5	0.2	4.7	24	0.2	0.1	16.9
5	1.2	0.2	4.4	25	1.1	0.2	12.2
6	2.3	0.1	4.1	26	1.6	0.2	12.2
7	4.0	0.1	4.7	27	2.4	0.1	8.6
8	2.1	0.2	4.7	28	0.8	0.2	12.2
9	1.1	0.1	4.0	29	0.3	0.2	17.4
10	3.2	0.1	4.0	30	0.3	0.2	18.7
11	2.3	0.1	4.1	31	0.3	0.2	18.9
12	0.8	0.1	6.0	32	0.2	0.1	18.9
13	0.9	0.2	5.8	33	0.7	0.2	18.5
14	1.9	0.2	5.2	34	0.3	0.2	18.5
15	1.1	0.1	5.0	35	0.2	0.1	17.2
16	0.3	0.1	19.0	36	0.2	0.1	18.3
17	2.8	0.2	4.2	37	0.2	0.2	18.9
18	2.4	0.1	4.2	38	0.3	0.2	19.0
19	2.0	0.1	3.8	39	0.2	0.2	19.0
20	0.3	0.2	8.9	40	0.2	0.1	19.0

v - Valor médio da velocidade do ar (m/s)

d - Desvio padrão da velocidade do ar (m/s)

T - Temperatura de bulbo seco do ar (°C)

6 Avaliação das alterações

6.1 Comparação entre resultados de simulações antes e depois das alterações

Para cada alteração implementada, foram realizadas simulações para avaliar o seu efeito individual sobre os resultados do programa. Nestas simulações, foram consideradas duas condições, a saber, ambiente condicionado e ambiente não condicionado, tomando-se como parâmetro de análise, respectivamente, a carga térmica sensível de condicionamento e a temperatura de bulbo seco do ar.

Considerou-se as três edificações citadas no capítulo 3 e descritas no Anexo B, com condições climáticas típicas de verão em São Paulo.

6.1.1 Critério de convergência e número de iterações.

Na Tabela 6.1 é apresentado o número médio de iterações realizadas utilizando-se o critério de convergência apresentado, para as quatro orientações de janela, considerando-se os coeficientes de convecção e as propriedades dos vidros constantes e variáveis.

TABELA 6.1: Número de iterações realizadas

Condição	h - cte/PV - cte		h - cte/PV - var		h - var/PV - var	
	Temp.	Carga	Temp.	Carga	Temp.	Carga
Pesada	5	4	5	4	6	4
Media	5	4	5	4	6	4
Leve	5	3	6	3	6	4

Legenda:

PV - Propriedades do vidro; h - coeficiente de convecção
cte - constante; var - variável

Nota-se que o número de iterações realizadas após a introdução das alterações citadas no capítulo 4 é menor do que o número anteriormente fixado, que era de 7. As principais reduções foram observadas quando se calcula cargas térmicas, situação em que o número de equações a serem resolvidas simultaneamente pelo programa é menor do que quando está sendo calculada a temperatura do ar.

Os resultados obtidos utilizando-se o critério de convergência são praticamente iguais àqueles conseguidos utilizando-se um número fixo de iterações, sendo que as maiores diferenças entre temperaturas superficiais calculadas com e sem a utilização do critério de convergência são menores que $0,1^{\circ}\text{C}$.

O tempo médio consumido em uma iteração é de aproximadamente 7 segundos em um micro-computador compatível com o padrão IBM-PC modelo 386 DX de 40 MHz, sem coprocessador matemático. Em micro-computadores 486 DX de 33 MHz este tempo cai para aproximadamente 0,5 segundos.

6.1.2 Coeficiente de convecção interno.

Na Tabela 6.2 são apresentadas as diferenças entre os valores calculados para as temperaturas máxima diária e mínima diária mantendo-se os coeficientes de convecção fixos e fazendo-os variáveis conforme o algoritmo apresentado em 4.1. É apresentada também a diferença máxima verificada nos demais horários.

TABELA 6.2: Valores máximos e mínimos diários da temperatura de bulbo seco do ar calculados para as edificações Pesada, Média e Leve em um dia típico de verão na cidade de São Paulo

Edificacao	Pesada						Média						Leve					
	Variaveis		Constantes		Dmax	Dmin	Variaveis		Constantes		Dmax	Dmin	Variaveis		Constantes		Dmax	Dmin
	Max	Min	Max	Min			Max	Min	Max	Min			Max	Min	Max	Min		
Janela	27.8	24.4	27.4	24.8	0.5	29.3	23.7	29.0	24.1	0.4	32.9	22.6	33.0	22.7	0.4			
Oeste	27.2	27.2	26.7	26.7	0.5	28.2	28.2	27.9	27.9	0.4	31.5	31.5	31.5	31.5	0.4			
Leste	27.6	27.6	27.1	27.1	0.5	28.5	28.5	28.2	28.2	0.4	31.6	31.6	31.6	31.6	0.5			
Sul	26.8	26.8	26.4	26.4	0.5	27.9	27.9	27.6	27.6	0.4	31.1	31.1	31.1	31.1	0.4			

Legendas:

Dmax = valor absoluto da máxima diferença entre as temperaturas do ar obtidas com as duas modalidades de cálculo (°C)

Max = valor máximo diário da temperatura do ar (°C)

Min = valor mínimo diário da temperatura do ar (°C)

Variaveis: modalidade de cálculo em que o coeficiente de convecção é calculado a partir da diferença de temperatura entre o ar e a superfície

Constantes: modalidade de cálculo em que o coeficiente de convecção é mantido constante

Na Tabela 6.3, são apresentados os valores máximos e os totais diários da carga térmica de condicionamento necessária para manter o ambiente a 24°C, com e sem a aplicação do algoritmo apresentado no item 4.1, bem como a diferença percentual entre eles, tomando como base de cálculo os valores obtidos fazendo o coeficiente de convecção variável.

Nas Figuras 6.1 a 6.3 tem-se, hora a hora, o valor dos coeficientes de convecção calculados, para a cobertura, para o piso e o valor médio para as paredes, com a janela do recinto voltado para Norte, para as edificações, pesada, média e leve, respectivamente.

Conforme pode ser visto nas tabelas, o efeito da variação do coeficiente de convecção é pequeno, de no máximo 0,5°C, sobre os valores calculados da temperatura do ar, porém significativo sobre a carga térmica, com as diferenças entre os valores calculados entre 17% e 40%, dependendo da inércia térmica da edificação.

Vale ressaltar as diferenças entre os valores calculados para paredes, que ficaram entre 1,2 e 2,2 W/(m².K), e o valor que era fixado no programa, de 3,1 W/(m².K). A mesma observação pode ser feita em relação aos coeficientes de convecção relativos à cobertura e ao piso, que, anteriormente, tinham valores de 4,0 e 0,92 W/(m²K), dependendo do sentido do fluxo de energia térmica, e que nos cálculos realizados variaram entre 0,2 e 1,6 W/(m²K).

TABELA 6.3: Carga térmica sensível calculada para as edificações Pesada, Média e Leve em um dia típico de verão na Cidade de São Paulo

Edificação	Pesada						Média						Leve					
	Variáveis		Constantes		Diferenças		Variáveis		Constantes		Diferenças		Variáveis		Constantes		Diferenças	
	Tot	Max	Tot	Max	DT	DM	Tot	Max	Tot	Max	DT	DM	Tot	Max	Tot	Max	DT	DM
Janela	3078	310	4242	413	38%	33%	3366	473	4364	618	30%	31%	4796	811	5618	988	17%	22%
Oeste	2285	247	3208	321	40%	30%	2504	359	3279	469	31%	31%	3892	658	4539	816	17%	24%
Leste	2979	279	4141	355	39%	27%	3212	378	4208	485	31%	28%	4615	653	5490	801	19%	23%
Sul	1938	218	2741	280	41%	28%	2141	329	2796	435	31%	32%	3512	632	4073	787	16%	25%

Legendas:

Max = valor máximo diário da carga térmica sensível (W)

Tot = total diário da carga térmica sensível (W)

Variáveis: modalidade de cálculo em que o coeficiente de convecção e função da temperatura

Constantes: modalidade de cálculo em que o coeficiente de convecção não e função da temperatura

DM: diferença percentual no valor máximo diário da carga térmica sensível

DT: diferença percentual no valor total diário da carga térmica sensível

Ed. Pesada - Janela Norte

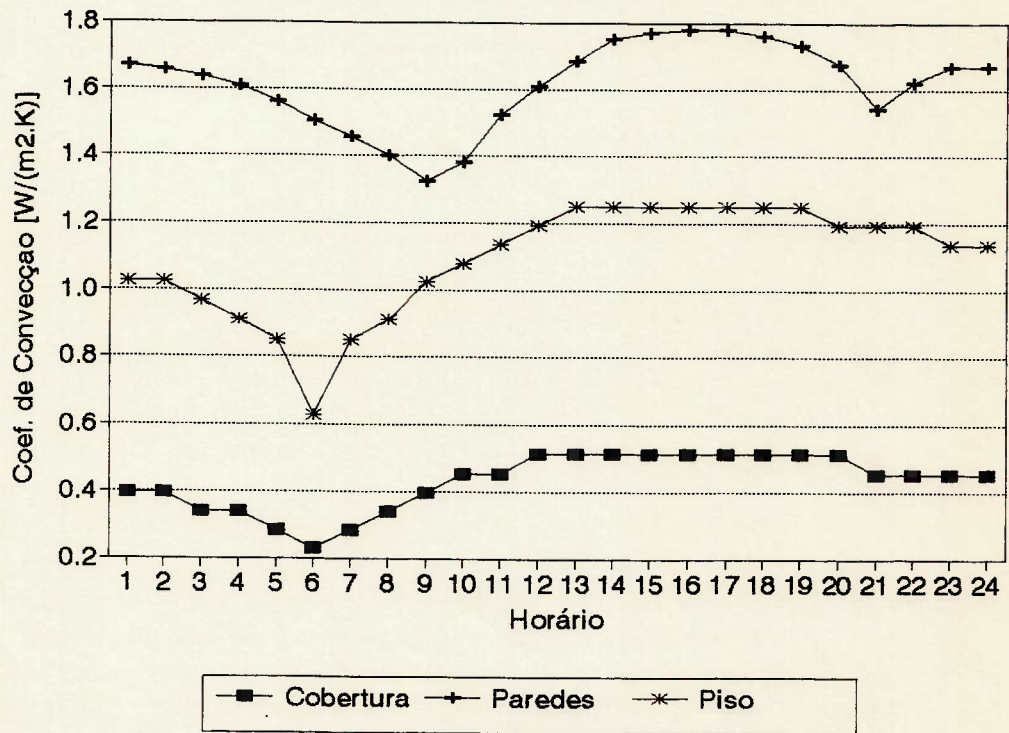


FIGURA 6.1: Coeficientes de convecção calculados para as paredes, cobertura e piso da edificação Pesada em um dia típico de verão na cidade de São Paulo

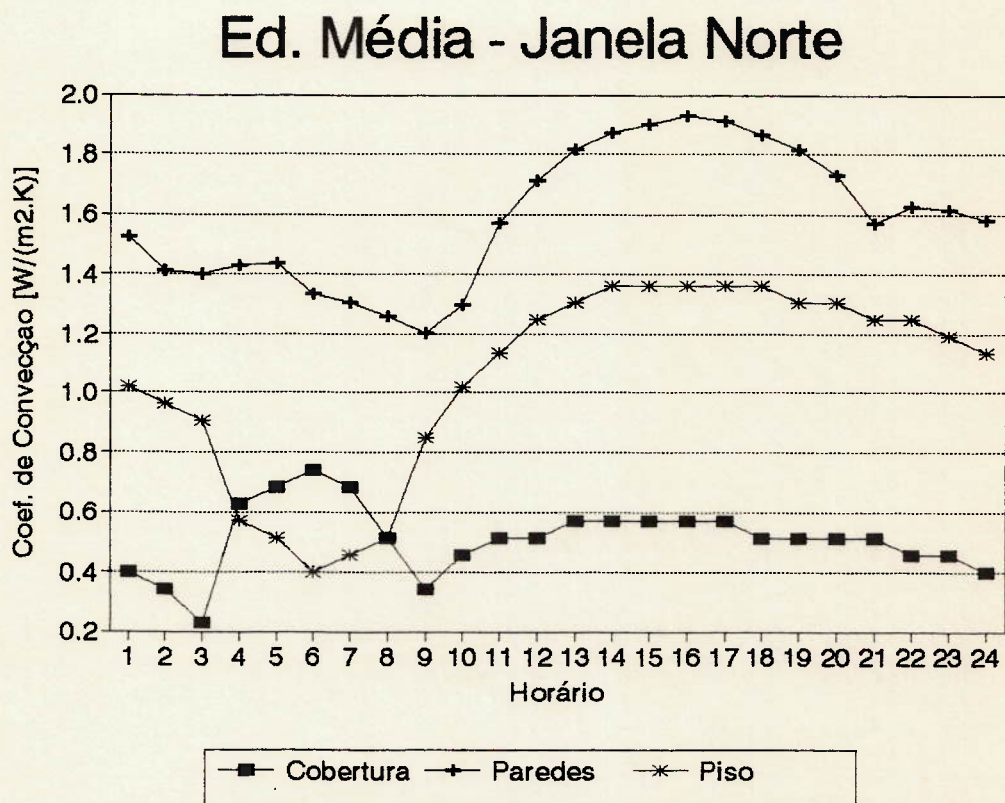


FIGURA 6.2: Coeficientes de convecção calculados para as paredes, cobertura e piso da edificação Média em um dia típico de verão na cidade de São Paulo

Ed. Leve - Janela Norte

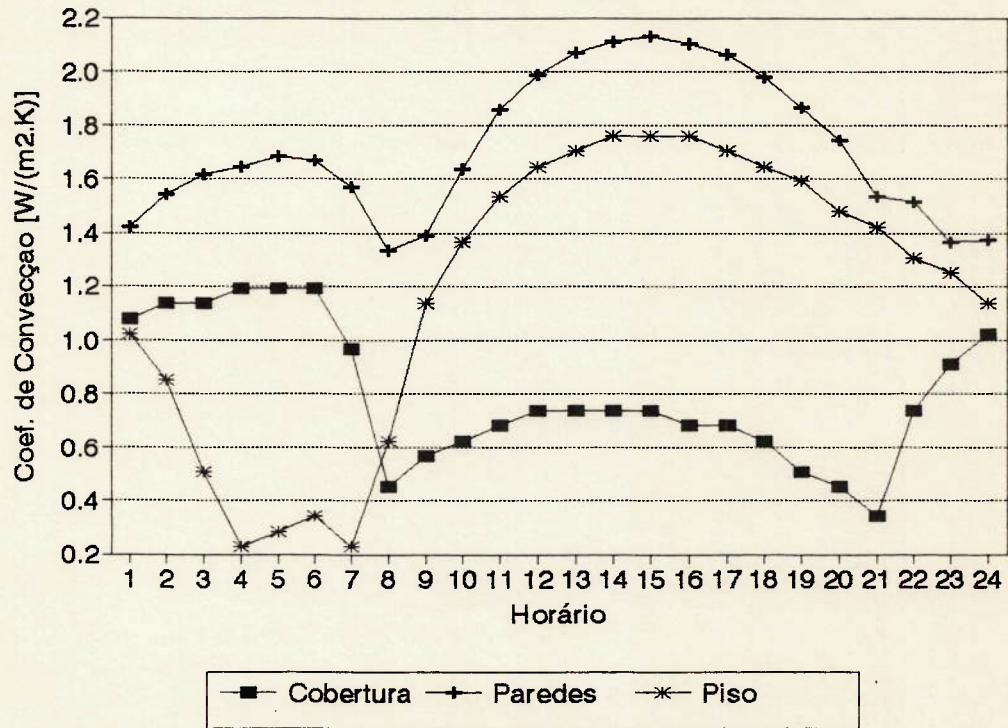


FIGURA 6.3: Coeficientes de convecção calculados para as paredes, cobertura e piso da edificação Leve em um dia típico de verão na cidade de São Paulo

6.1.3 Transmitância e absorptividade dos vidros.

Na Tabela 6.4 são apresentadas as diferenças entre os valores calculados para as temperaturas máxima diária e mínima diária mantendo-se a transmitância e a absorptividade à radiação solar dos vidros fixos e fazendo-os variáveis segundo o ângulo de incidência da radiação solar. É apresentada também a diferença máxima verificada nos demais horários.

Na Tabela 6.5, são apresentados os valores máximos diários da carga térmica de condicionamento com e sem a aplicação das equações apresentadas no item 4.4, que computam a variação das propriedades dos vidros segundo o ângulo de incidência da radiação sobre estes, bem como a diferença percentual entre eles, tomando como base de cálculo os valores obtidos fazendo o coeficiente de convecção variável.

Na Figura 6.4 tem-se, hora a hora, o valor da transmitância à radiação solar direta de vidros simples voltados para Norte, Sul, Leste e Oeste, bem como o valor constante, 0,87, anteriormente utilizado no programa.

Pode-se notar que há diferenças significativas, da ordem de 10%, apenas para recintos voltados para Norte, já que, para as outras orientações, nos instantes em que há maior diferença entre os valores verdadeiros das propriedades dos vidros e aquele que anteriormente era mantido constante no programa são maiores, podendo atingir até 60 pontos percentuais no final do dia, a radiação solar incidente nas janelas é pequena.

TABELA 6.4: Valores máximos e mínimos diários da temperatura do ar interior para as edificações Pesada, Média e Leve em um dia típico de verão na cidade de São Paulo.

Edificação	Pesada						Média						Leve					
	Variáveis		Constantes		Dmax	Dmin	Variáveis		Constantes		Dmax	Dmin	Variáveis		Constantes		Dmax	Dmin
	Max	Min	Max	Min			Max	Min	Max	Min			Max	Min	Max	Min		
Janela	27.4	24.8	27.5	24.9	0.1	29.0	24.1	29.1	24.1	0.1	33.0	22.7	33.1	22.7	0.2			
Oeste	26.7	26.7	26.9	26.9	0.2	27.9	27.9	28.2	28.2	0.3	31.5	31.5	31.8	31.8	0.4			
Norte	27.1	27.1	27.2	27.2	0.1	28.2	28.2	28.3	28.3	0.1	31.6	31.6	31.7	31.7	0.2			
Sul	26.4	26.4	26.5	26.5	0.1	27.6	27.6	27.7	27.7	0.1	31.1	31.1	31.2	31.2	0.1			

Legendas:

Dmax = valor absoluto da máxima diferença entre as temperaturas do ar obtidas com as duas modalidades de cálculo (°C)

Max = valor máximo diário da temperatura do ar (°C)

Min = valor mínimo diário da temperatura do ar (°C)

Variáveis: modalidade de cálculo em que as propriedades dos vidros são variáveis com ângulo de incidência da radiação solar

Constantes: modalidade de cálculo em que as propriedades dos vidros não são variáveis com ângulo de incidência da radiação solar

TABELA 6.5: Valores máximos e totais diários da carga térmica sensível para as edificações Pesada, Média e Leve em um dia típico de verão na cidade de São Paulo

Edificação	Pesada						Média						Leve					
	Variáveis		Constantes		Diferenças (%)		Variáveis		Constantes		Diferenças (%)		Variáveis		Constantes		Diferenças	
	Tot	Max	Tot	Max	DT	DM	Tot	Max	Tot	Max	DT	DM	Tot	Max	Tot	Max	DT	DM
Janela	20230	1999	18625	1899	7.9%	5.0%	4442	421	4318	413	2.8%	1.9%	9522	988	9621	996	1%	1%
Oeste	19145	1741	17220	1580	10.1%	9.2%	3880	347	3572	321	7.9%	7.5%	8693	816	8989	857	3%	5%
Leste	18957	1642	18084	1572	4.6%	4.3%	4399	365	4279	355	2.7%	2.7%	9198	801	9319	812	1%	1%
Sul	16662	1655	15799	1605	5.2%	3.0%	3258	288	3161	280	3.0%	2.8%	8337	787	8421	795	1%	1%

Legendas:

Max = valor máximo diário da carga térmica sensível (W)

Tot = total diário da carga térmica sensível (W)

Variáveis: modalidade de cálculo em que as propriedades dos vidros são variáveis

Constantes: modalidade de cálculo em que as propriedades dos vidros não são variáveis

DM: diferença percentual no valor máximo diário da carga térmica sensível

DT: diferença percentual no valor total diário da carga térmica sensível

São Paulo - 21/02

Vidro simples - 3 mm

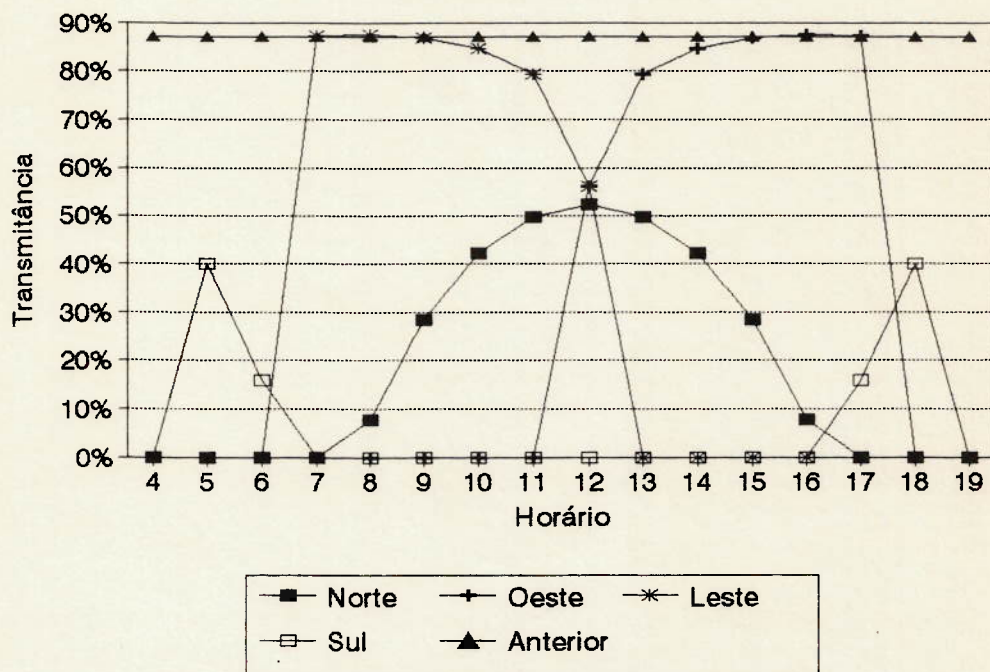


FIGURA 6.4: Transmitância à radiação solar direta de um vidro simples de 3 mm de espessura, orientado para Norte, Sul, Leste e Oeste, ao longo do dia 21/02, calculada segundo as equações apresentadas no item 4.4 e o valor anteriormente mantido constante no programa.

6.1.4 Umidade relativa no ambiente.

Não há como se fazer uma comparação entre os valores de umidade relativa obtidos antes e após alterações no programa, visto que anteriormente não era realizado o balanço de umidade no ambiente quando o recinto não era condicionado.

A fim de ilustrar os resultados obtidos com a implemetação do balanço de massa, é apresentado, na Figura 6.5, o comportamento da umidade relativa do ar interior calculada para um recinto da edificação média com janela voltada para Oeste.

6.2 Comparação entre valores medidos e valores calculados

Foram realizadas diversas simulações a fim de se avaliar as mudanças realizadas no programa, bem como avaliar o erro cometido com o seu uso.

Foram analisadas, basicamente, 4 alternativas de cálculo:

- a) não considerando a temperatura do ar dos recintos adjacentes ao analisado como conhecidas. Desta forma, os cálculos são feitos considerando-se a temperatura superficial externa no instante "t" do elemento que separa os dois recintos como sendo igual a temperatura superficial interna deste mesmo elemento no instante "t-1";

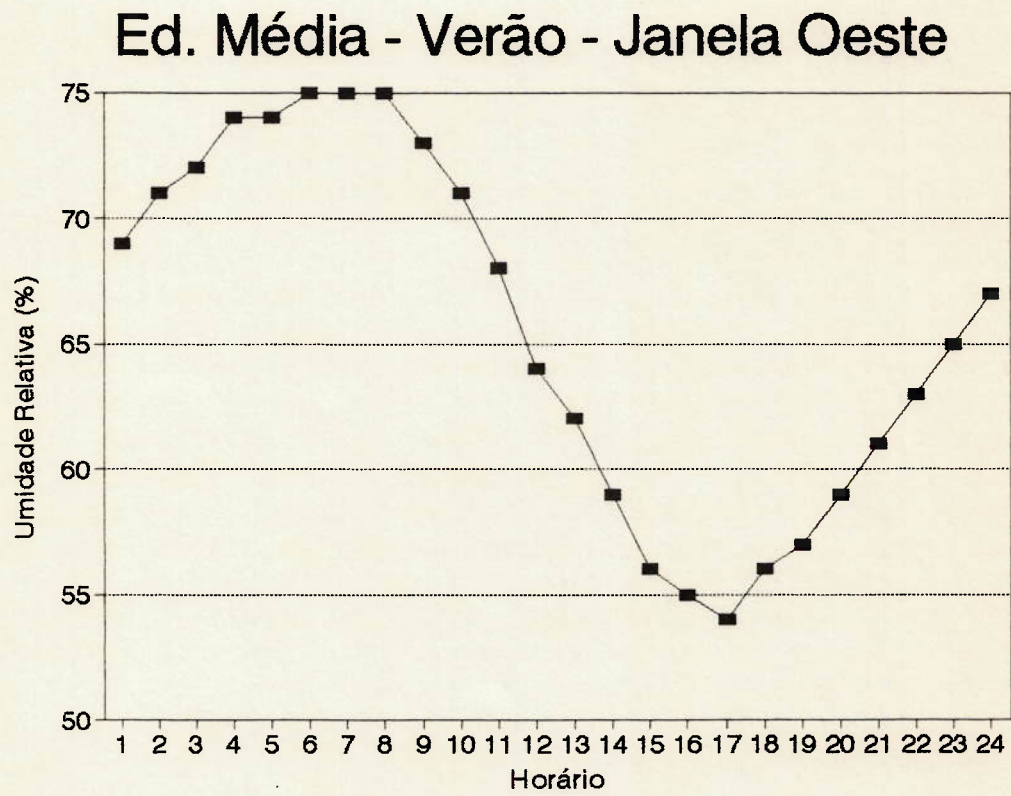


FIGURA 6.5: Valores calculados da umidade relativa do ar interior para a edificação Média, em um dia típico de verão na cidade de São Paulo.

- b) considerando a temperatura do ar como conhecida. Neste caso, utilizou-se como dado de entrada os valores medidos e o coeficiente de convecção foi calculado segundo o algoritmo apresentado no item 4.1;
- c) utilização das temperaturas superficiais medidas no dia anterior ao dia de cálculo como dados de entrada;
- d) não utilização das temperaturas superficiais medidas no dia anterior ao dia de cálculo como dados de entrada.

Como não se dispunha de equipamentos para medir a taxa de infiltração de ar externo no ambiente, variou-se o valor deste parâmetro nestas simulações entre 0,1 renovações de ar por hora e 1,0 renovação de ar por hora, com base em dados apresentados pela ASHRAE^[3].

Considerou-se primeiramente o ambiente não condicionado, utilizando para comparação, os dados correspondentes ao dia 27/01/93, e, posteriormente, o ambiente condicionado o dia todo, utilizando como referência os dados do dia 03/02/93.

Além disto, verificou-se a sensibilidade do programa a variações aleatórias na temperatura do ar exterior, dentro de uma faixa de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ do valor registrado, correspondente à incerteza metrológica desta variável.

6.2.1 Efeito da variação da taxa de infiltração

Na Figura 6.6 são apresentados os valores medidos da temperatura do ar interior, com sua incerteza e os valores calculados para taxas de infiltração de ar externo de 0,1

ren/h, 0,5 ren/h e 1,0 ren/h, todos sem fornecer ao programa as temperaturas dos recintos adjacentes. Na Figura 6.7, tem-se para as mesmas condições, os valores da carga térmica sensível.

Nas Figuras 6.8 a 6.11 tem-se, respectivamente, as temperaturas superficiais internas medidas e calculadas, para as condições citadas acima, do forro, da parede externa, da parede interna em divisória leve e do piso. Nas Figuras 6.12 a 6.15 tem-se estas mesmas superficiais para o dia com o ambiente condicionado.

Observou-se que os valores calculados das temperaturas superficiais, para as três taxas de infiltração, encontram-se acima dos valores medidos, quando o ambiente não estava condicionado e abaixo dos medidos com o ambiente condicionado. Isto se deve ao fato de não se ter considerado a temperatura dos recintos adjacentes para o cálculo. Neste caso, é adotado como hipótese que a temperatura superficial da face externa das paredes é a mesma da face interna, não havendo assim praticamente nenhuma troca de calor entre o recinto em questão e os adjacentes.

Desta forma, é natural obter-se valores calculados da temperatura do ar maiores que aqueles medidos e cargas térmicas calculadas menores que as medidas.

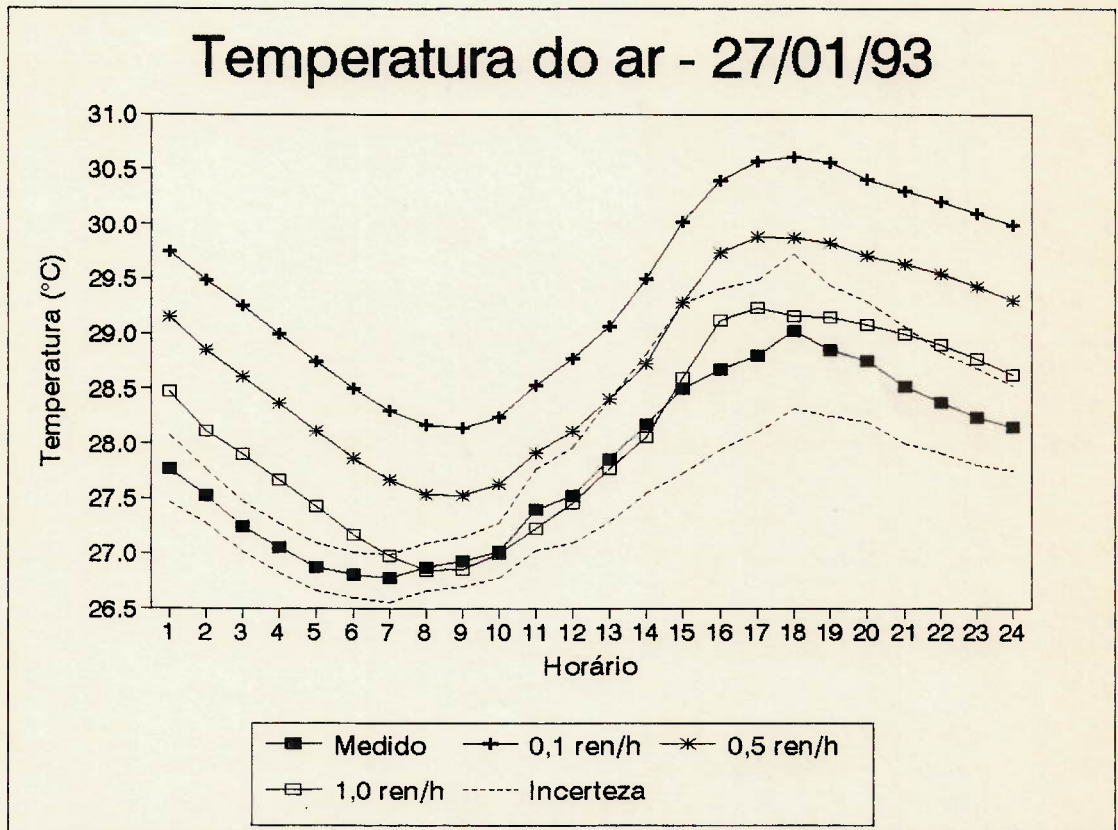


FIGURA 6.6: Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco do ar interior para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h.

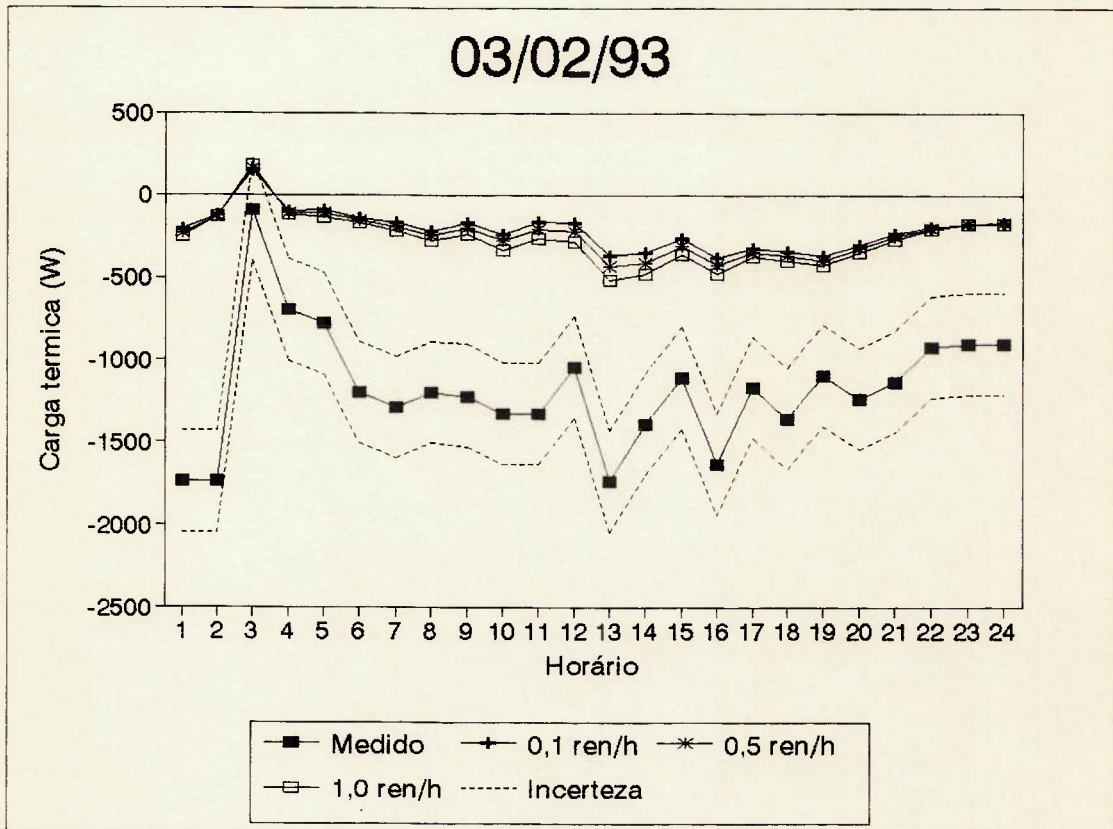


FIGURA 6.7: Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h.

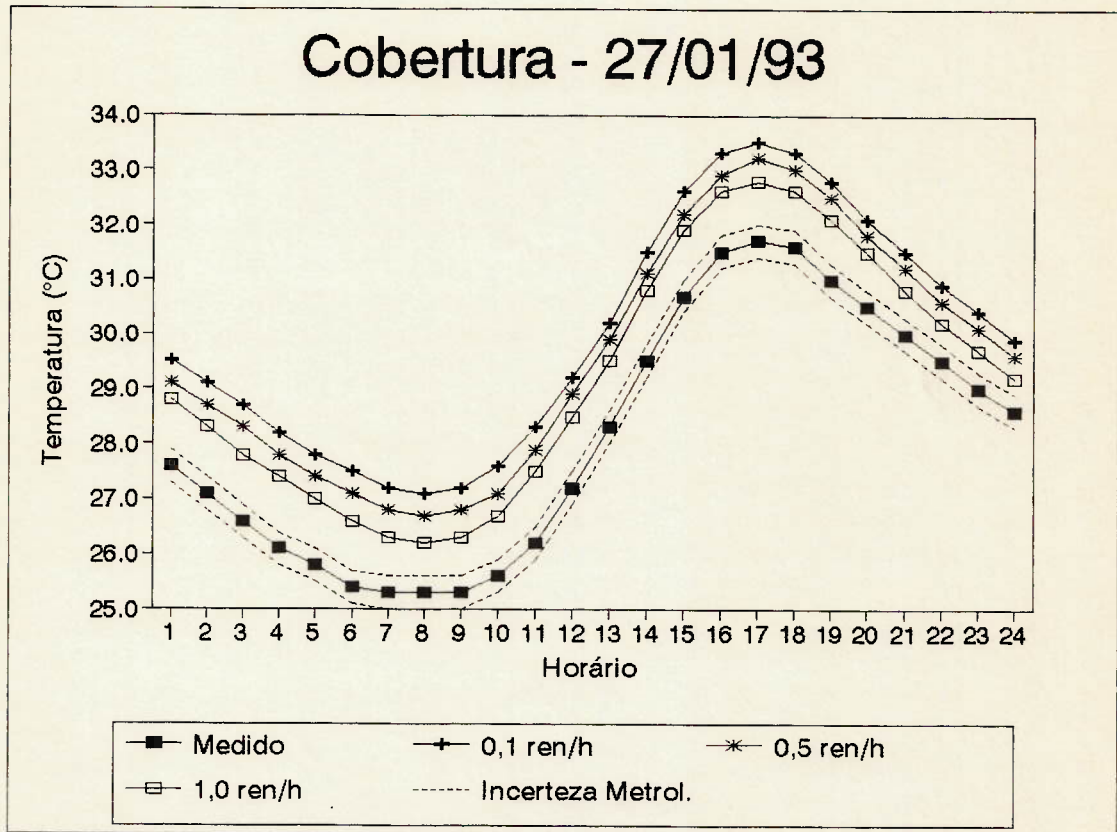


FIGURA 6.8: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente não estava condicionado.

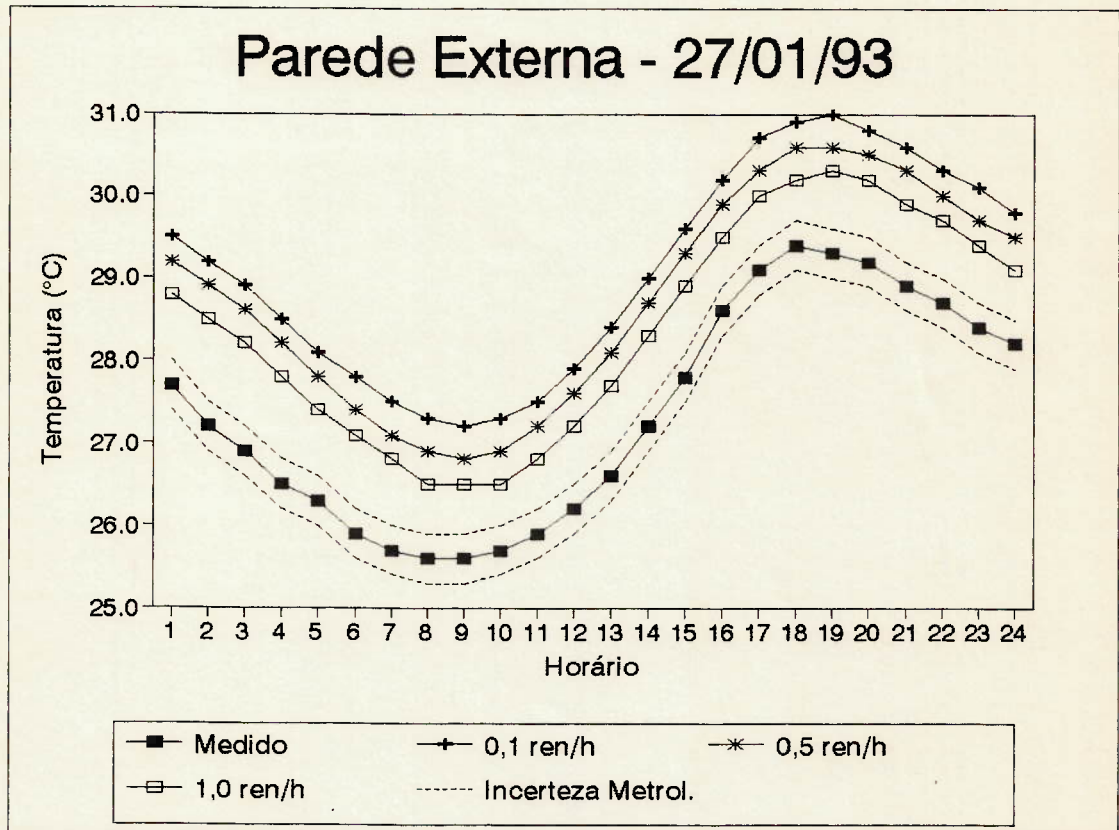


FIGURA 6.9: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente não estava condicionado.

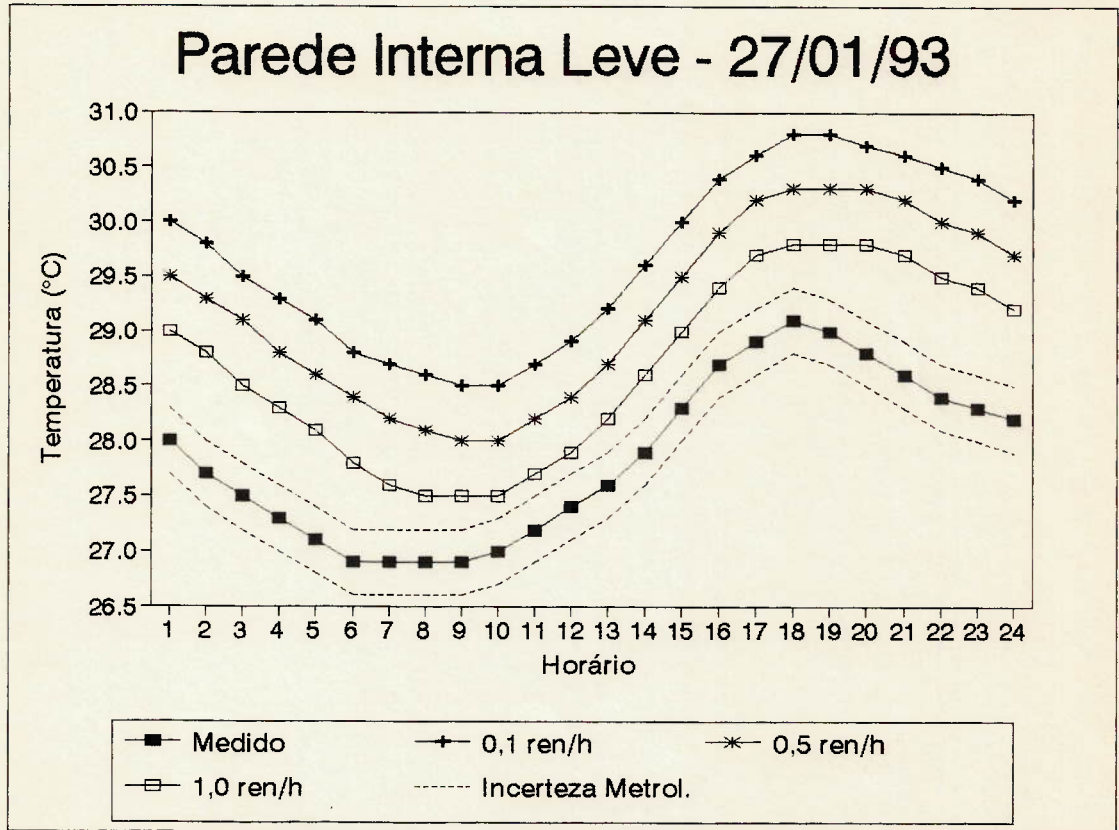


FIGURA 6.10: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente não estava condicionado.

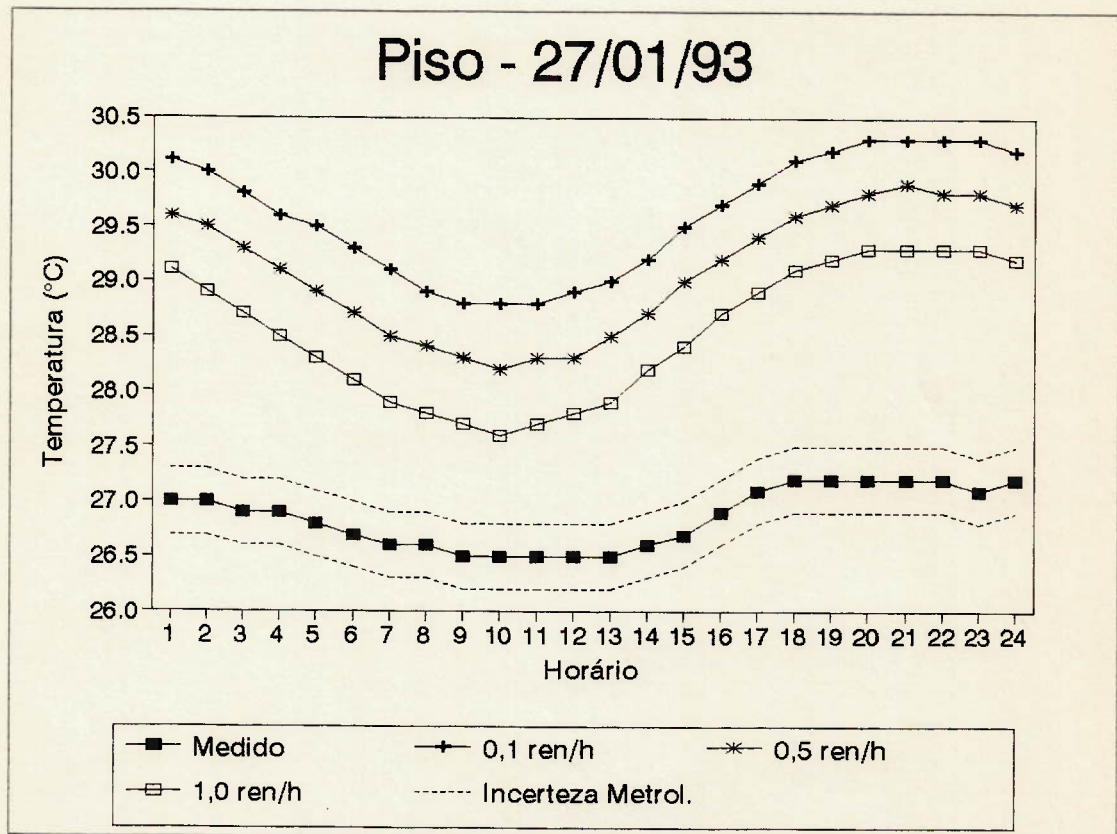


FIGURA 6.11: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente não estava condicionado.

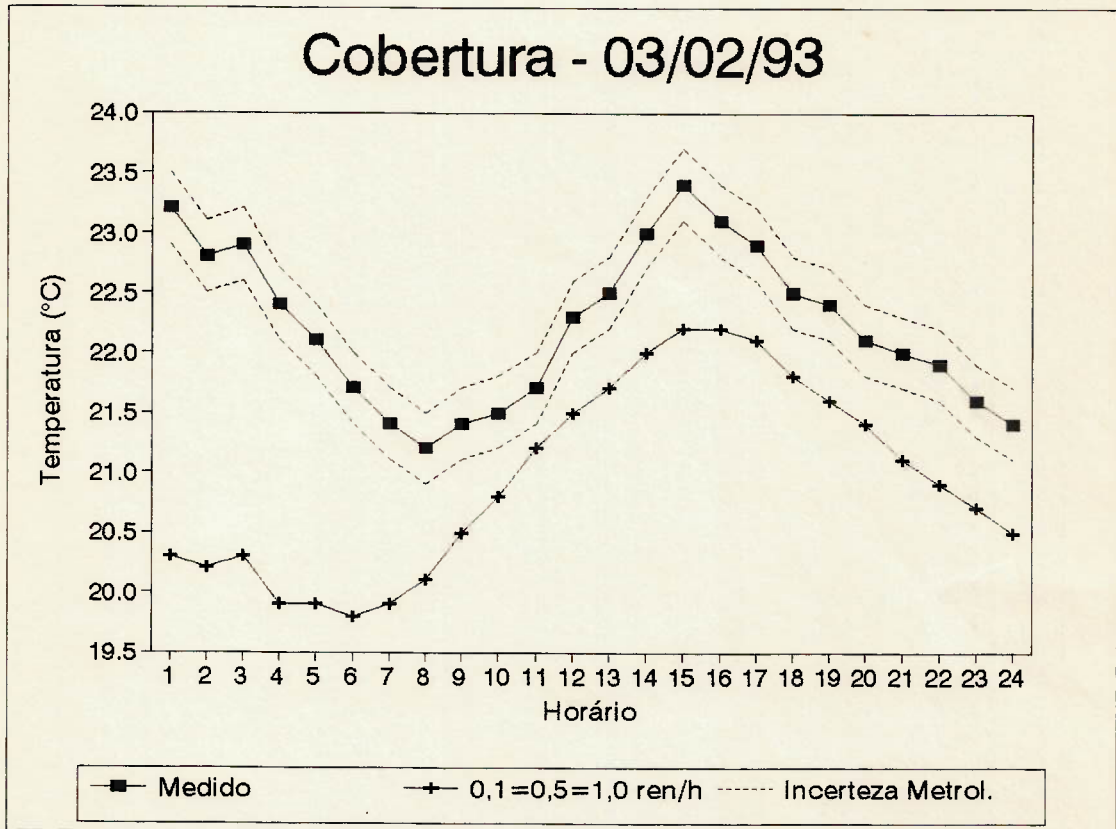


FIGURA 6.12: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forno para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado.

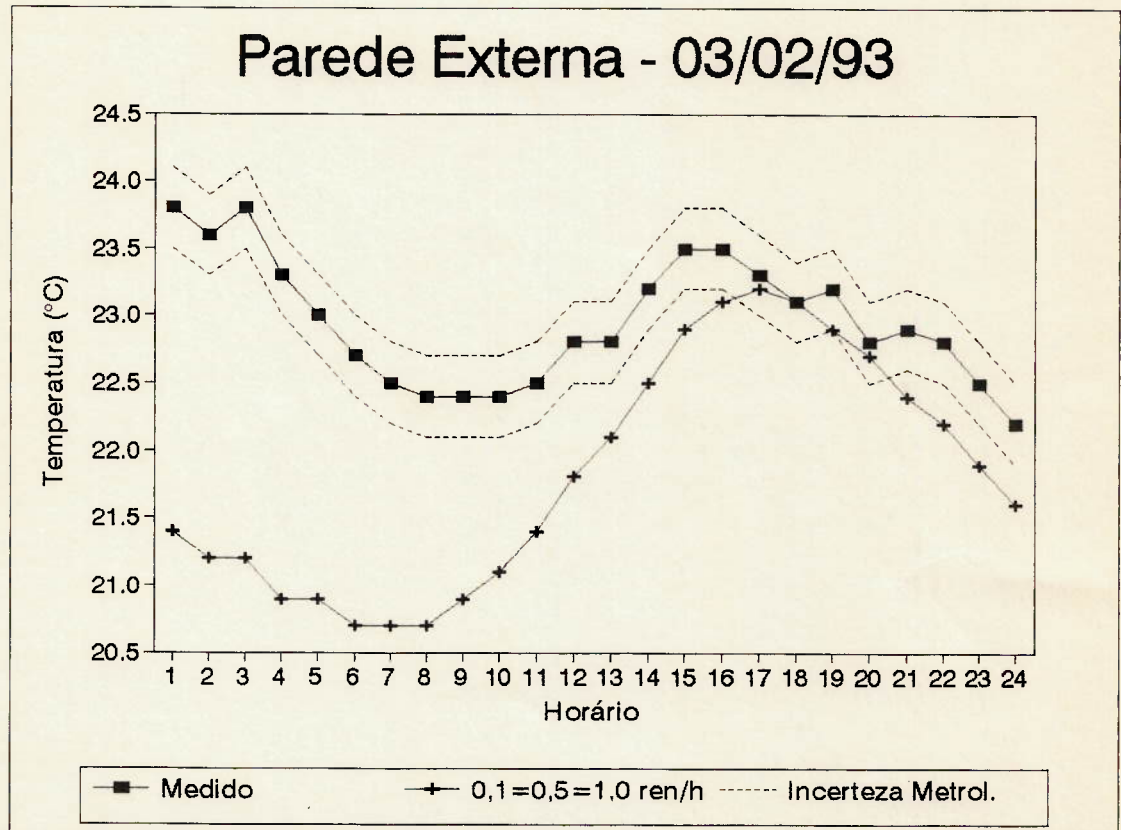


FIGURA 6.13: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado.

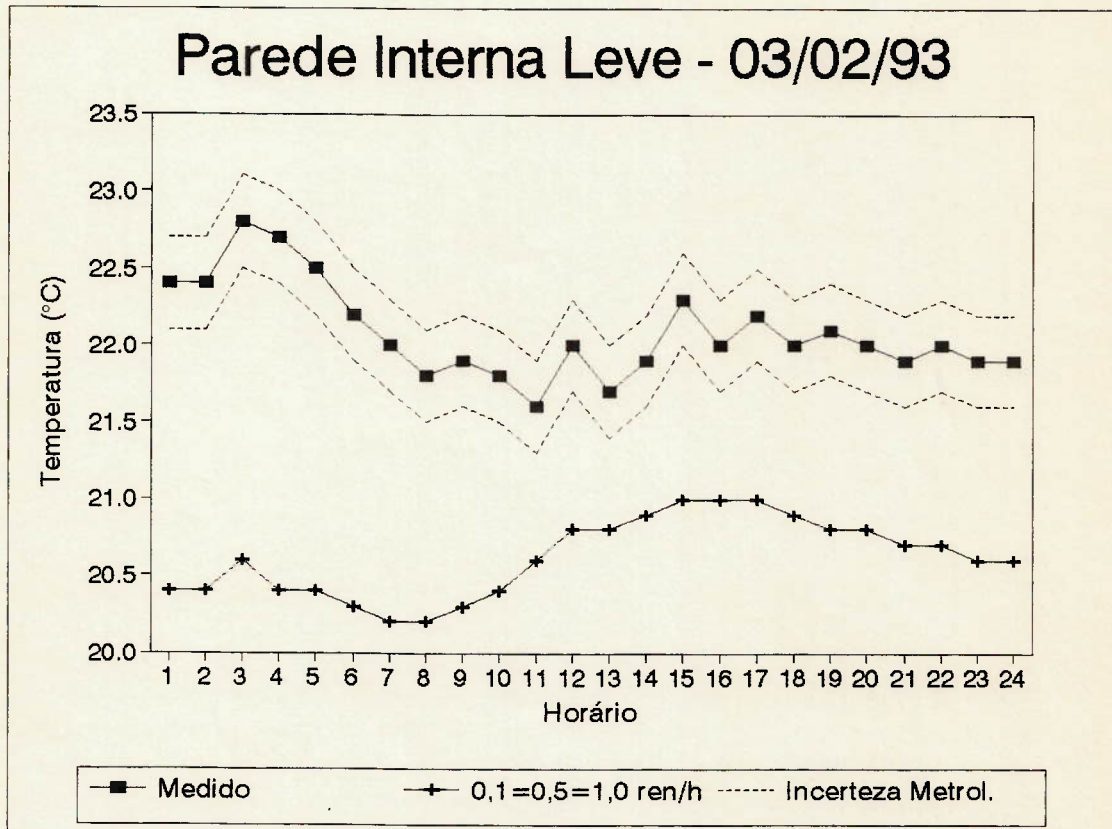


FIGURA 6.14: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado.

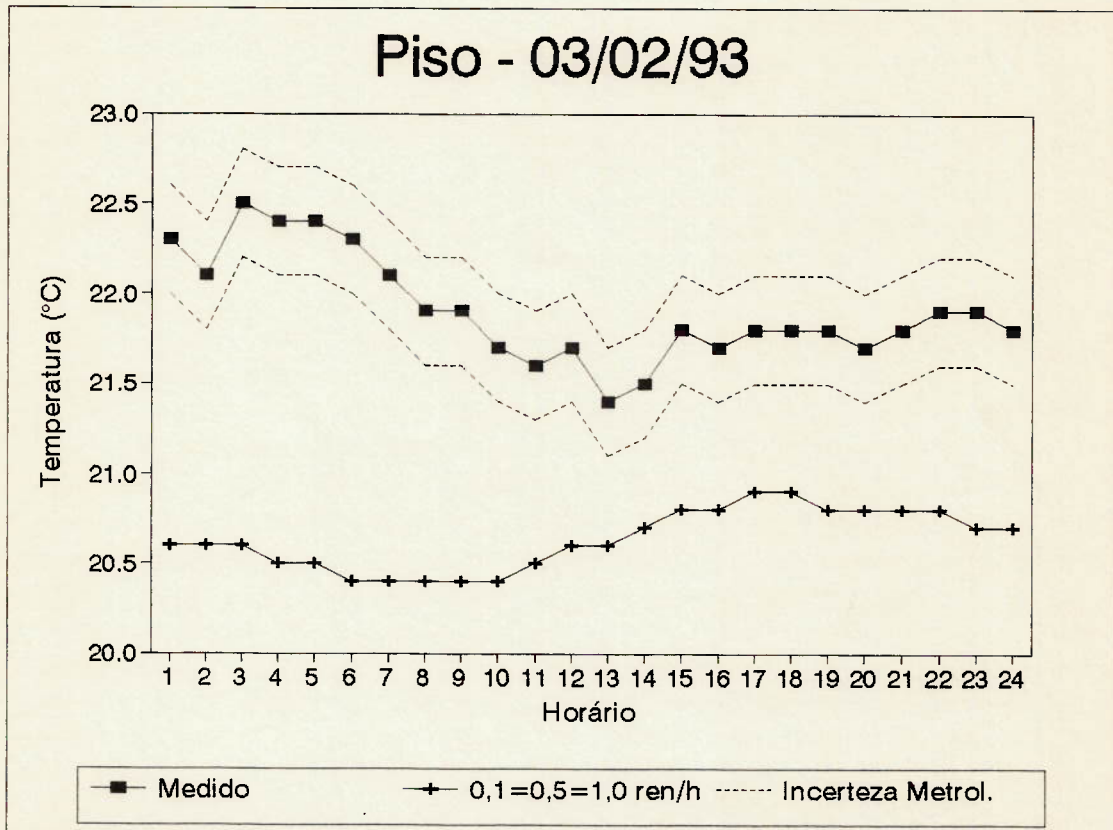


FIGURA 6.15: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxas de infiltração de 0,1, 0,5 e 1,0 ren/h, no dia em que o ambiente estava condicionado.

6.2.2 Efeito da temperatura dos recintos adjacentes

Na Figura 6.16 são apresentados os valores medidos da temperatura do ar interior, com sua incerteza e os valores calculados para taxas de infiltração de ar externo de 0,1 ren/h, fornecendo-se ao programa as temperaturas dos recintos adjacentes bem como os valores calculados sem esta última informação. Na Figura 6.17, tem-se para as mesmas condições, os valores da carga térmica sensível.

Nas Figuras 6.18 e 6.25 tem-se, as temperaturas superficiais internas medidas e calculadas, correspondentes à situação citada no parágrafo anterior.

Nota-se que os valores calculados das temperaturas superficiais considerando-se as temperaturas dos recintos adjacentes apresentam comportamentos mais próximos dos observados.

No caso em que o recinto está condicionado, para a cobertura e para a parede externa todos os valores calculados encontram-se oscilando em torno dos valores medidos, enquanto que para as partições internas os valores calculados encontram-se acima dos medidos, porém em níveis intermediários entre estes últimos e os valores das temperaturas dos recintos adjacentes. A carga térmica resultante encontra-se abaixo do valor medido. Isto indica que a taxa de transferência de calor calculada entre as vedações e o ar é menor do que a que ocorreu durante as medições.

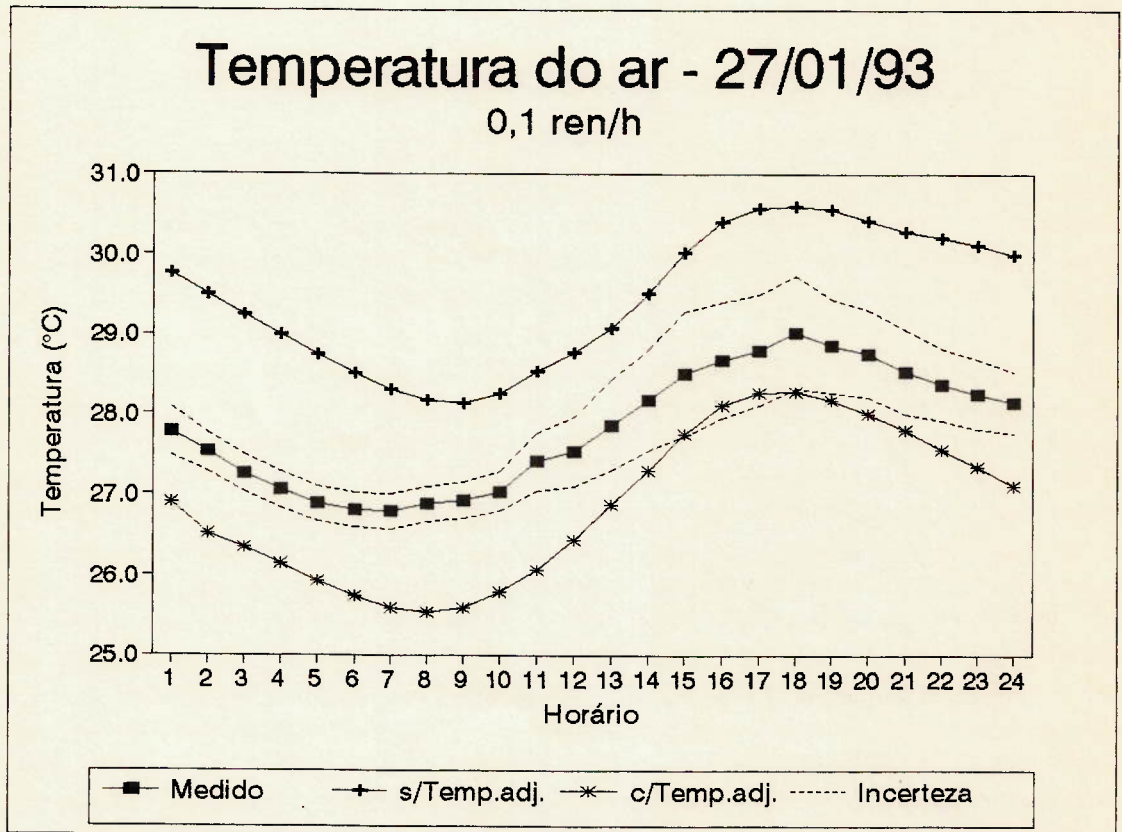


FIGURA 6.16: Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco do ar interior, para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo.

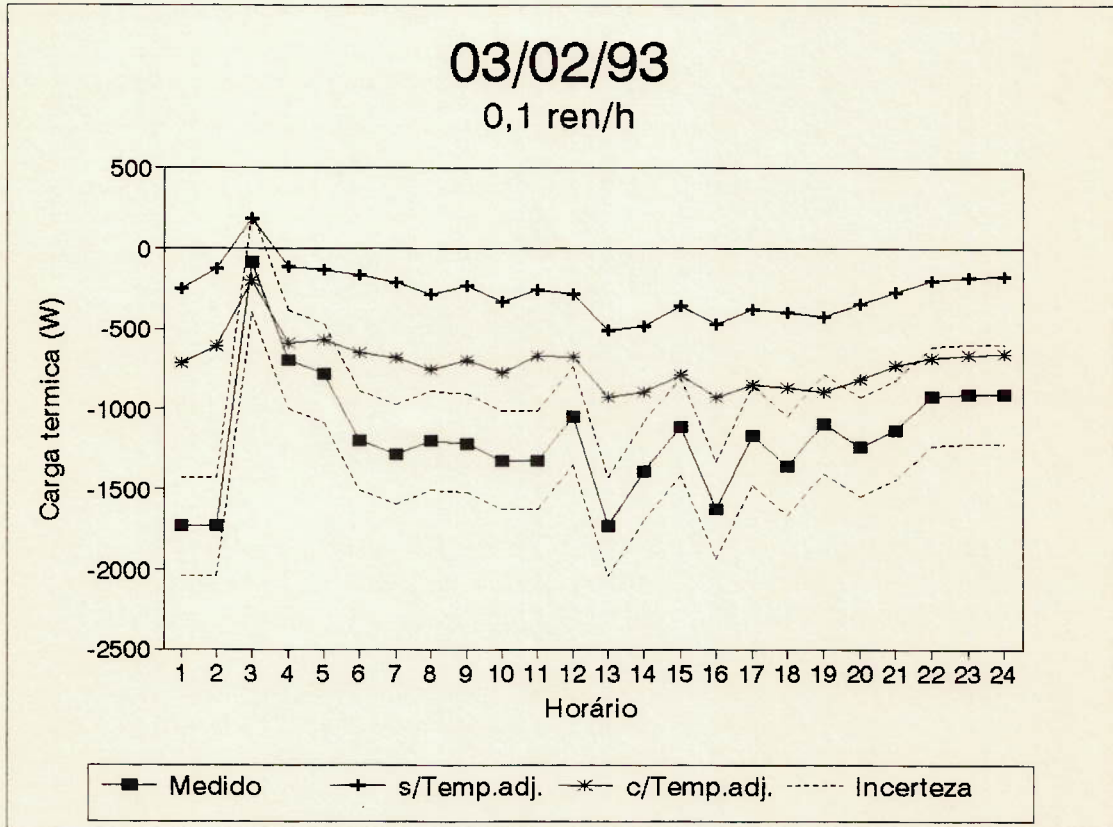


FIGURA 6.17: Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo.

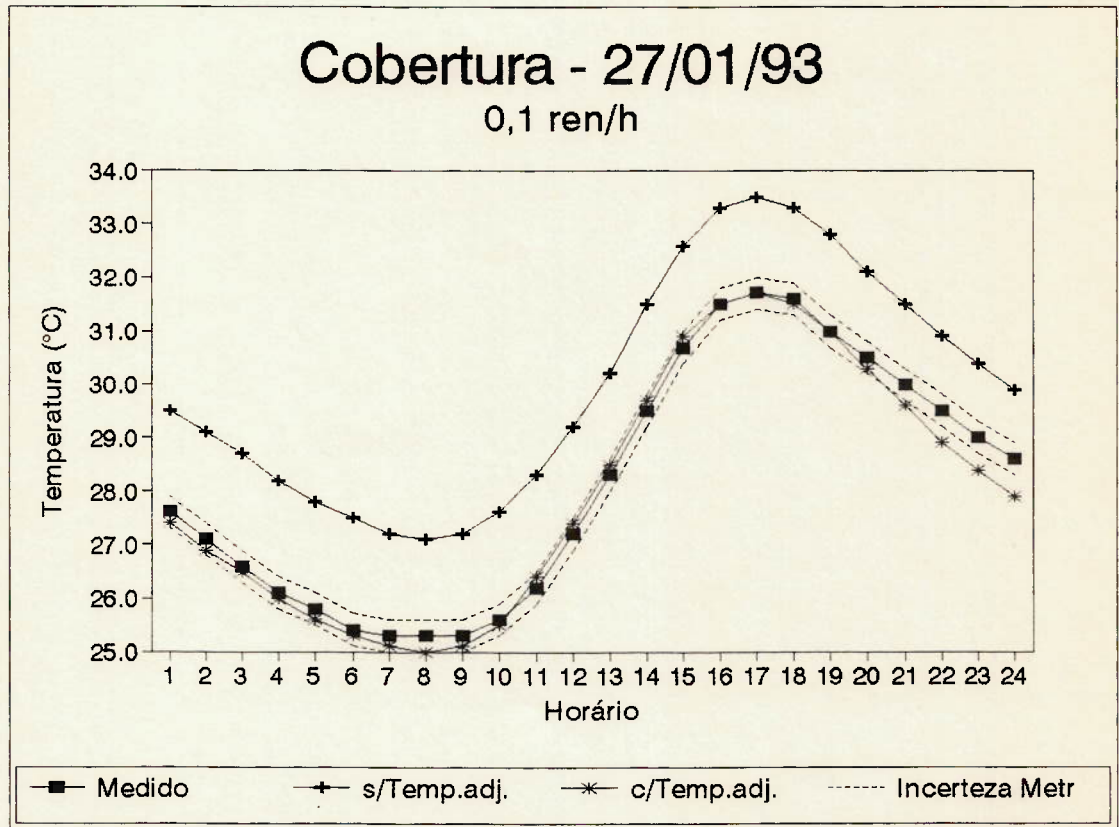


FIGURA 6.18: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado..

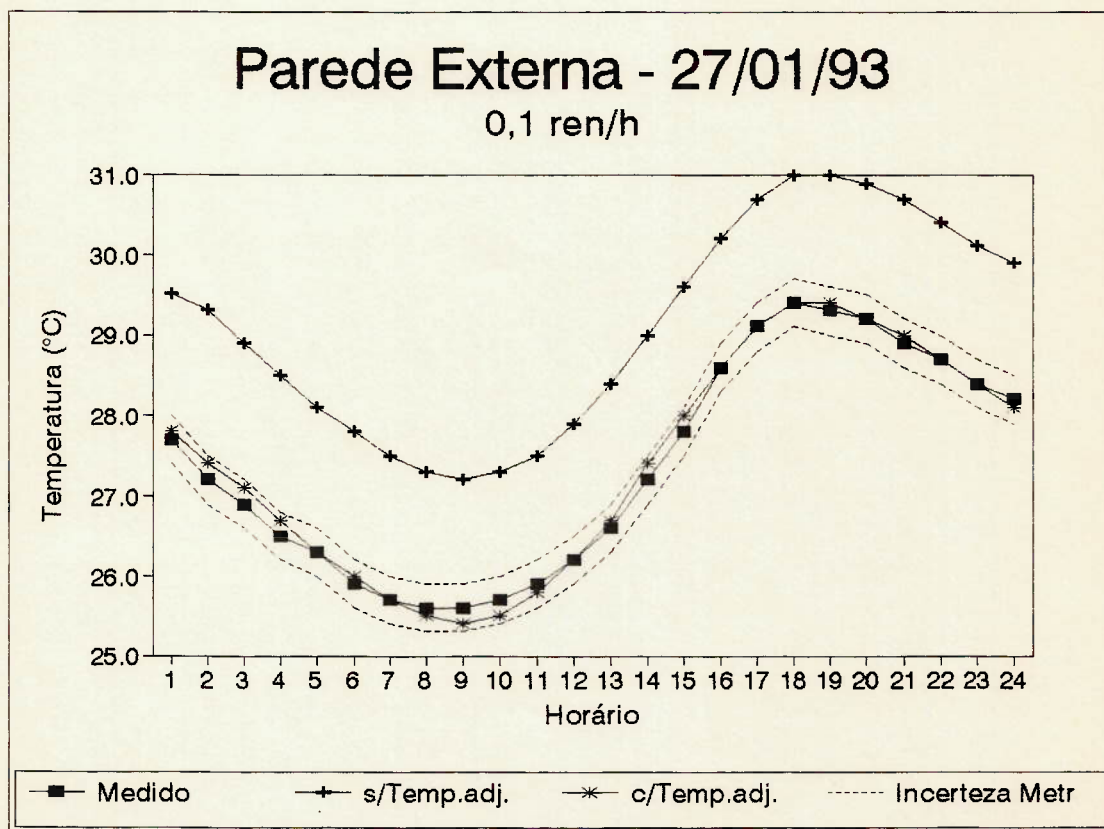


FIGURA 6.19: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado.

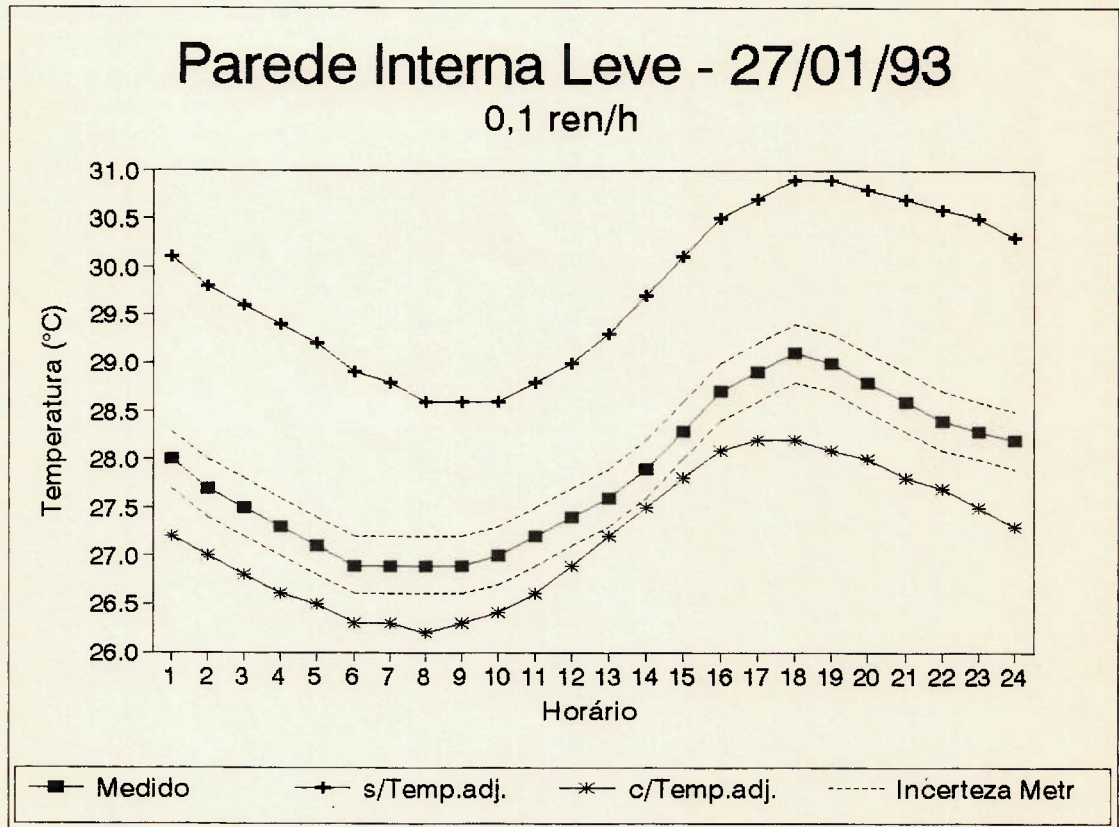


FIGURA 6.20: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado.

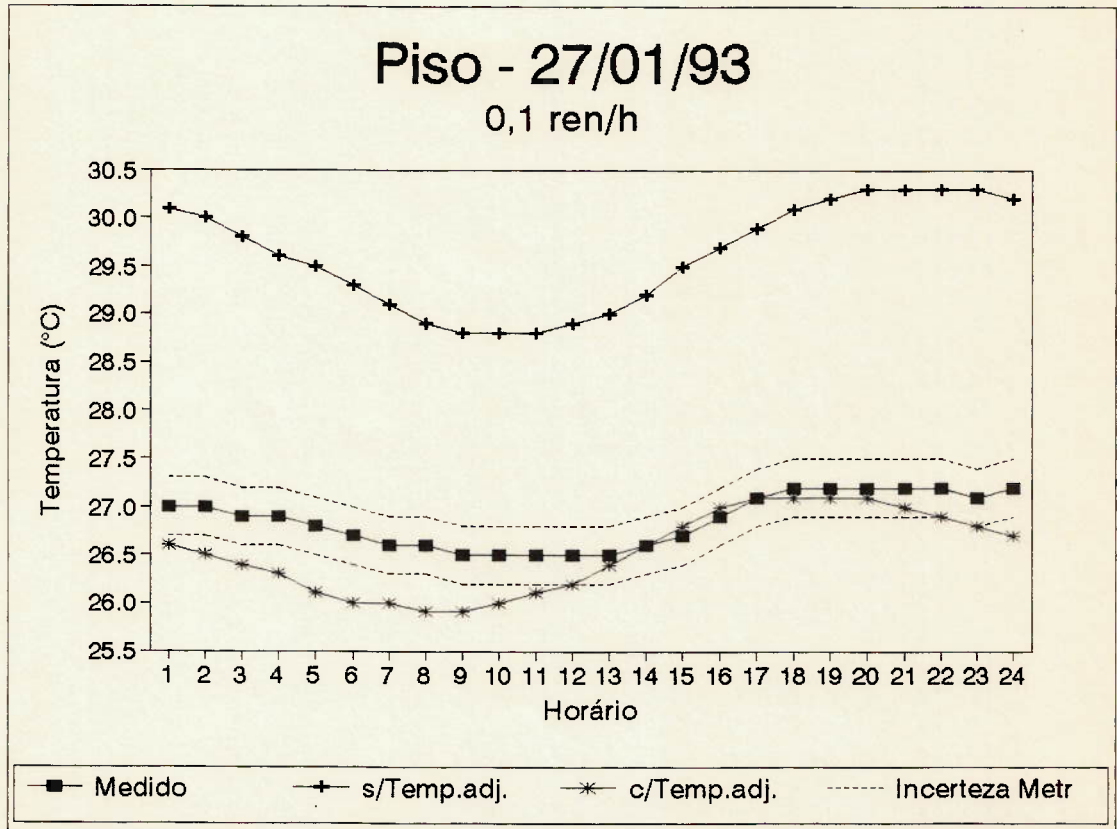


FIGURA 6.21: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado.

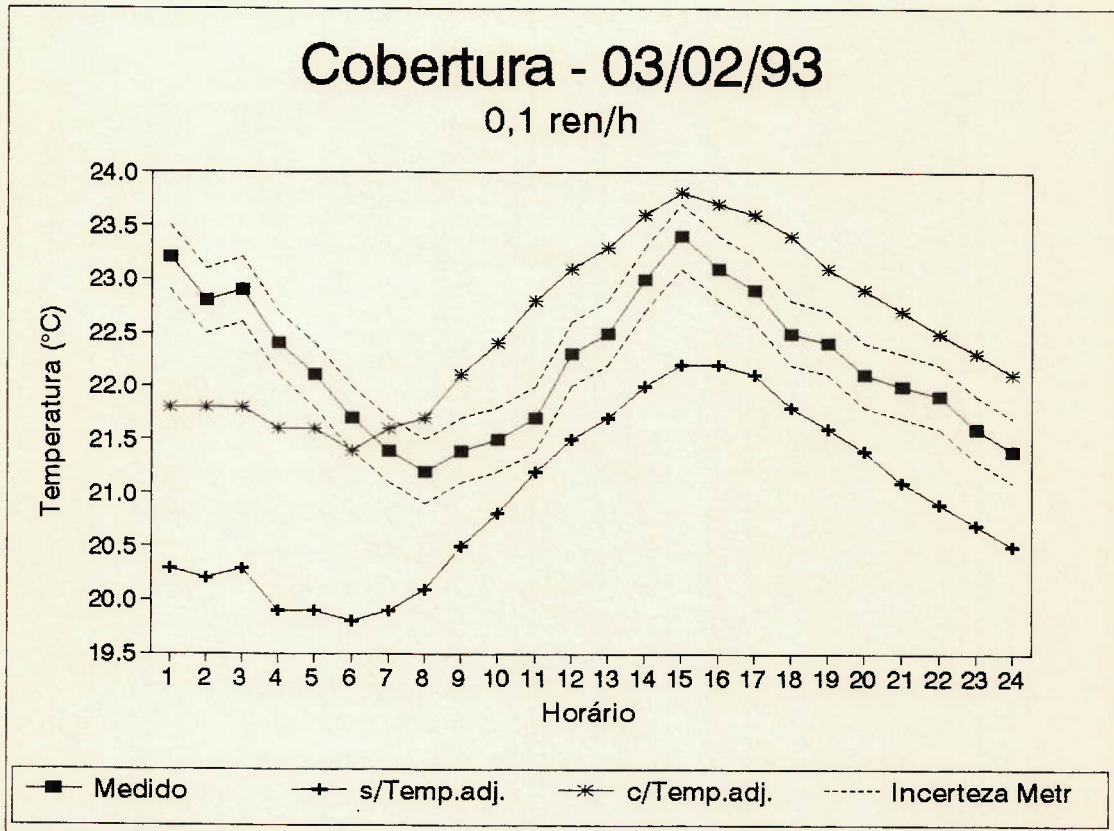


FIGURA 6.22: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

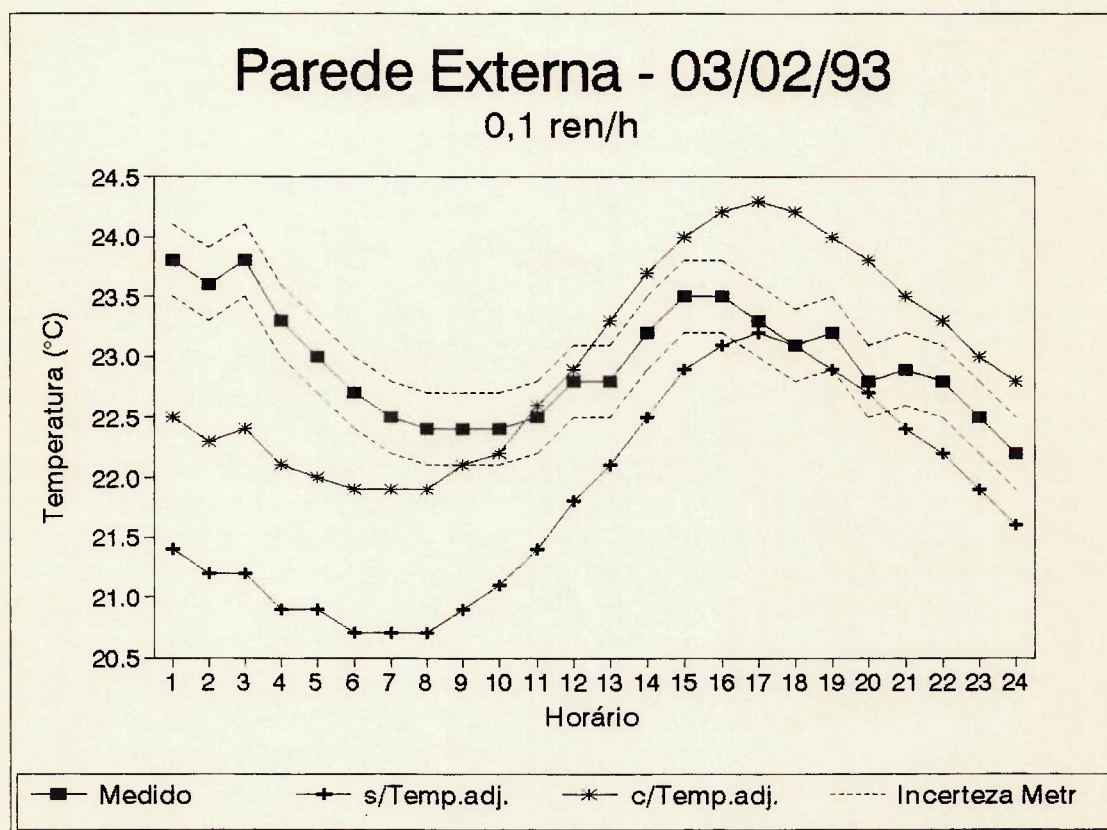


FIGURA 6.23: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

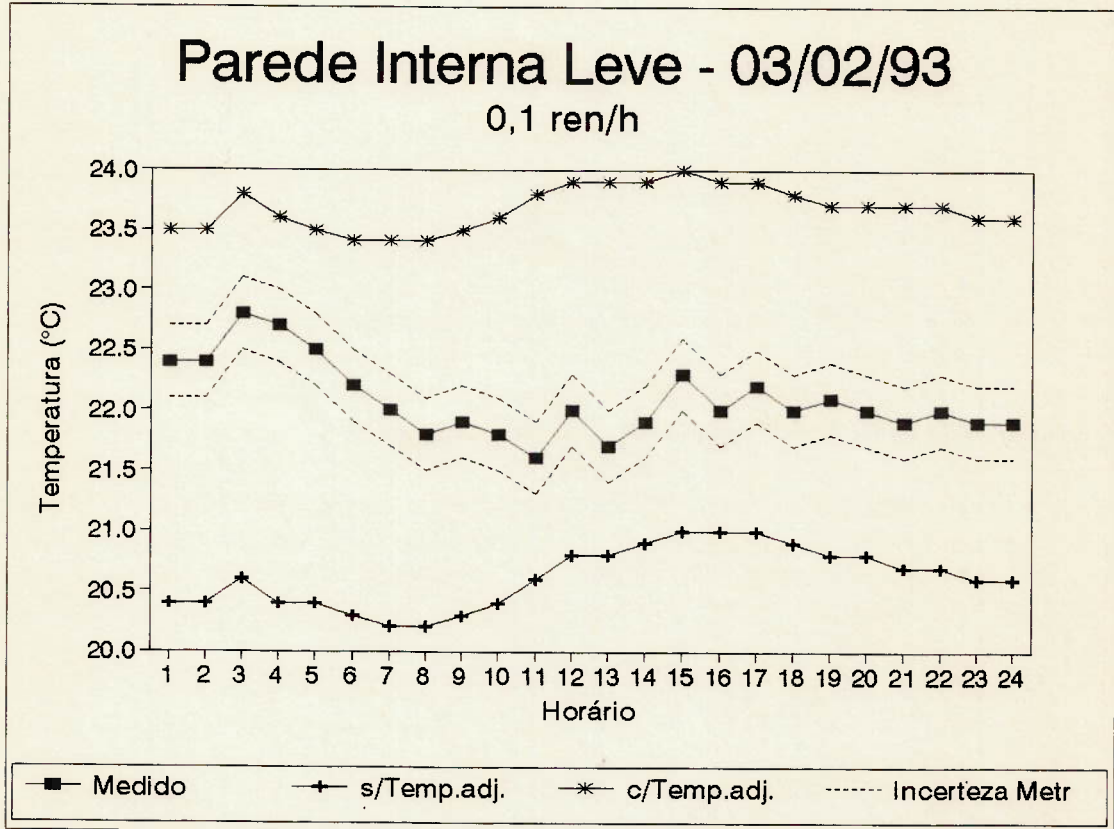


FIGURA 6.24: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

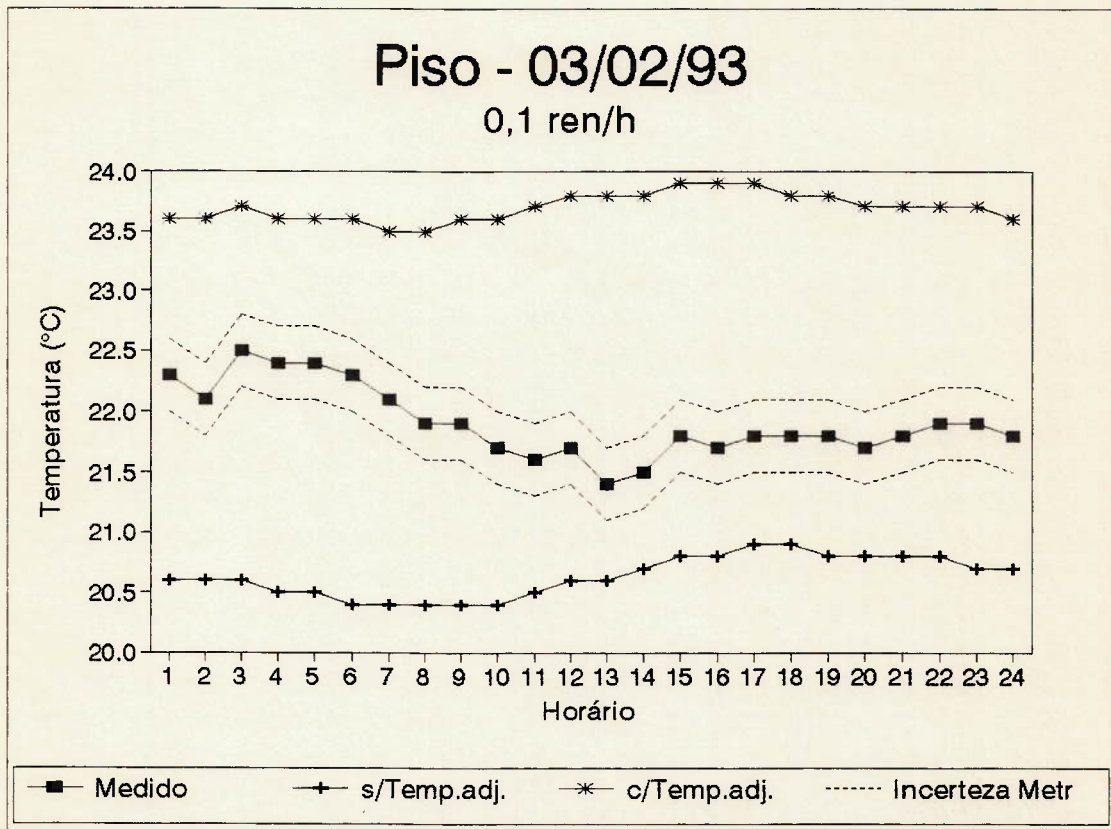


FIGURA 6.25: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

No caso em que o recinto não está condicionado, o uso das temperaturas dos recintos adjacentes como dados de entrada fez com que os valores das temperaturas superficiais calculadas para as partições externas ficassem dentro da região de incerteza em torno dos valores medidos.

6.2.3 Efeito da temperatura dos instantes anteriores

Nas Figuras 6.26 a 6.35 tem-se os mesmos parâmetros apresentados no item anterior (temperaturas (bulbo seco do ar da sala, carga térmica sensível e temperaturas superficiais internas das vedações), considerando as condições lá citadas e tendo como dados de entrada os valores medidos das temperaturas superficiais em 8 horas anteriores aos dias analisados.

De maneira geral pode-se dizer que há uma melhora da concordância entre valores medidos e calculados das temperaturas superficiais apenas nas primeiras horas do dia, que são aquelas afetadas pelos valores referentes ao dia anterior ao usado para o cálculo.

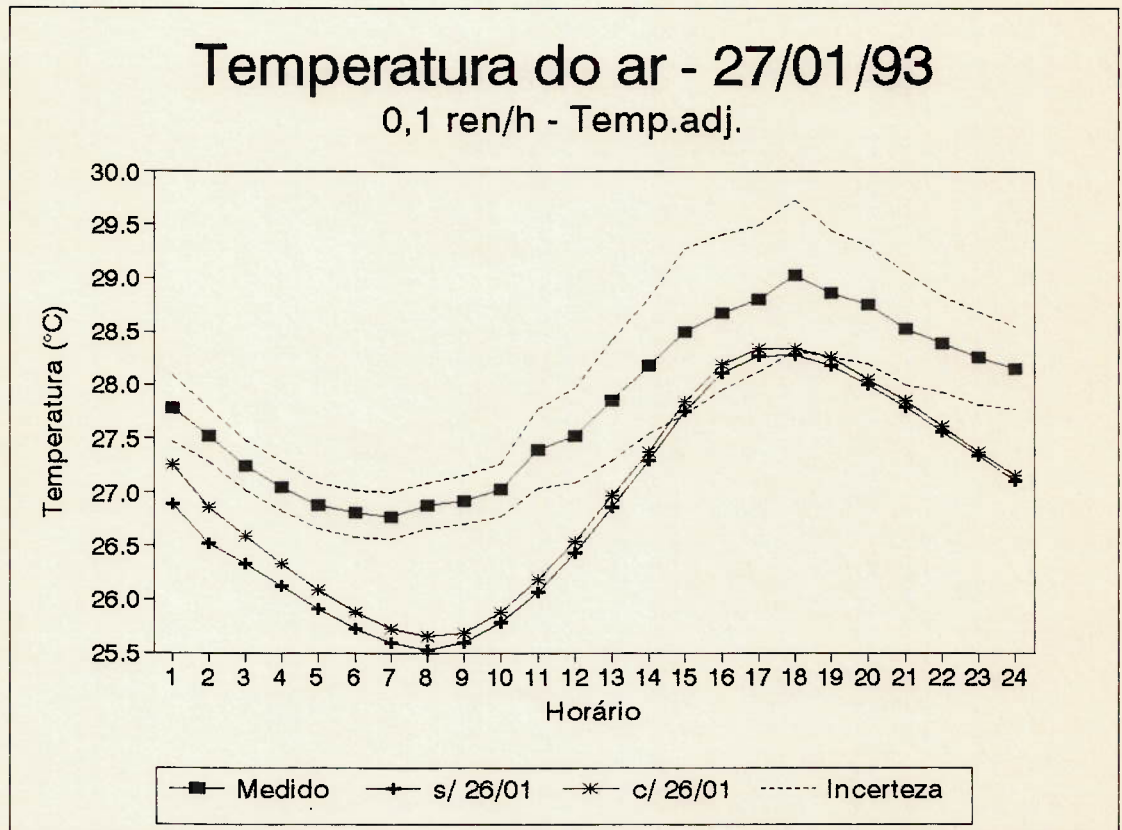


FIGURA 6.26: Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco do ar interior, para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo.

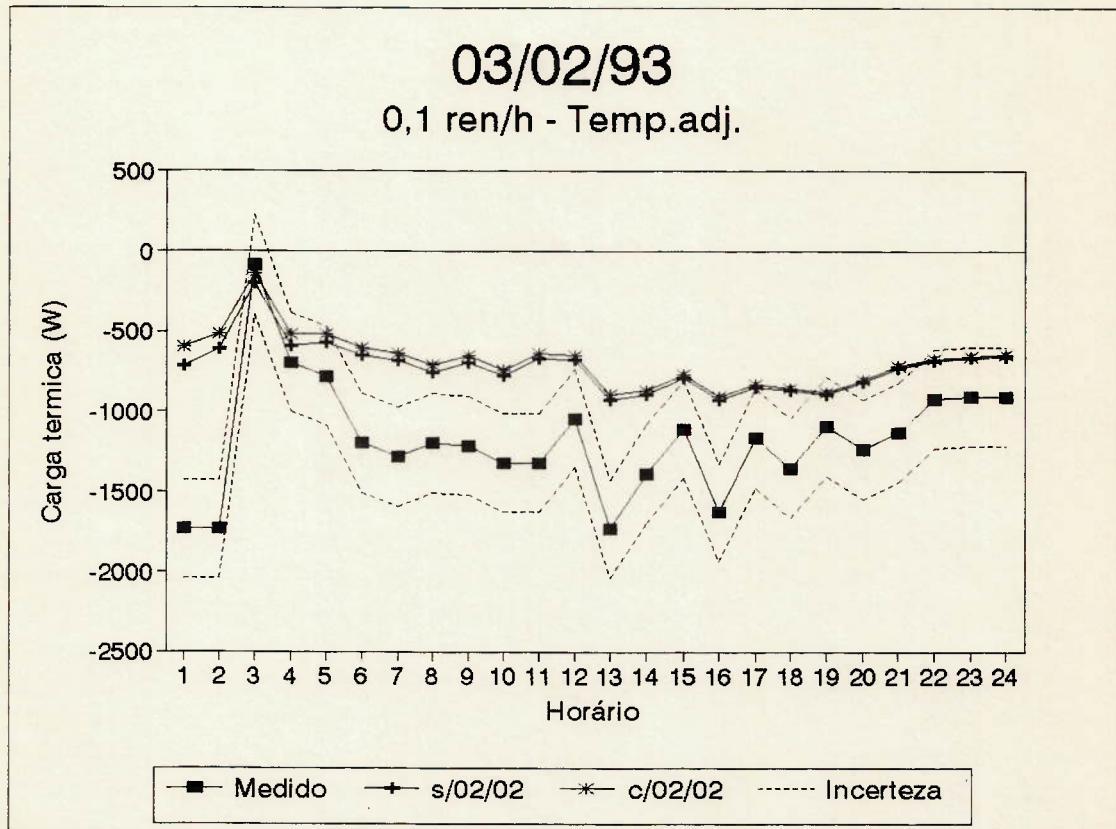


FIGURA 6.27: Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo.

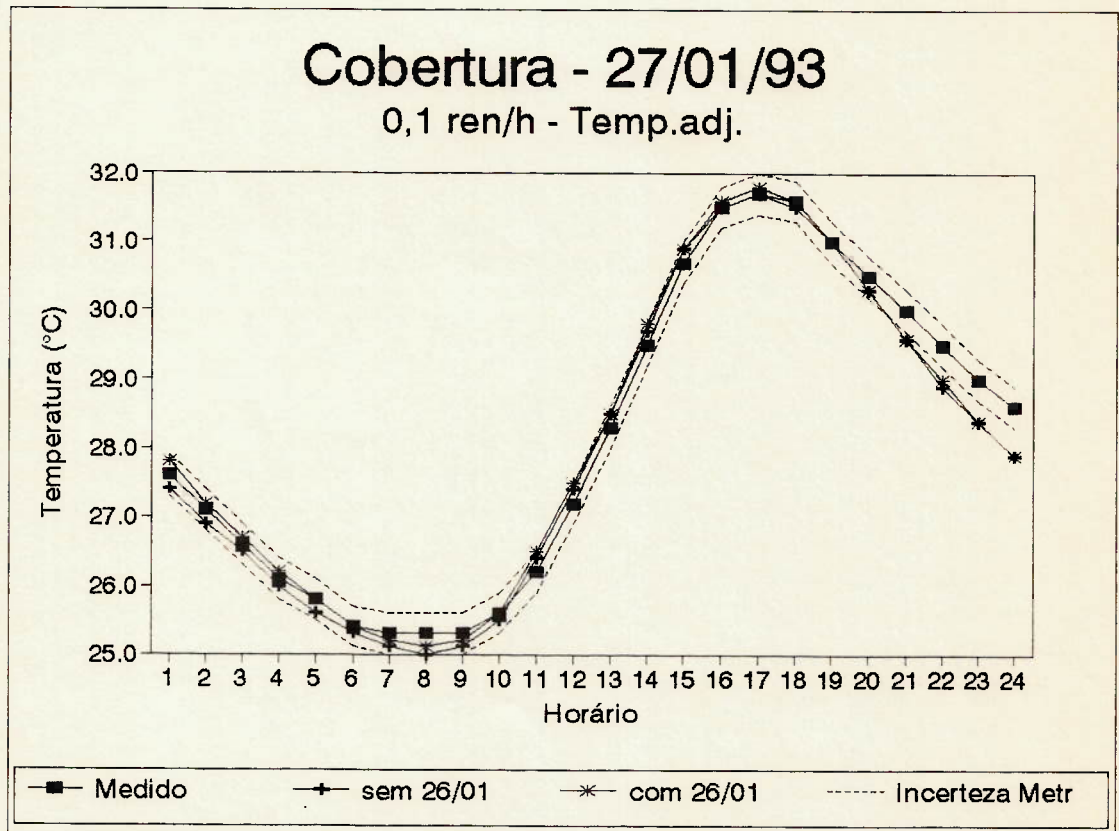


FIGURA 6.28: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado..

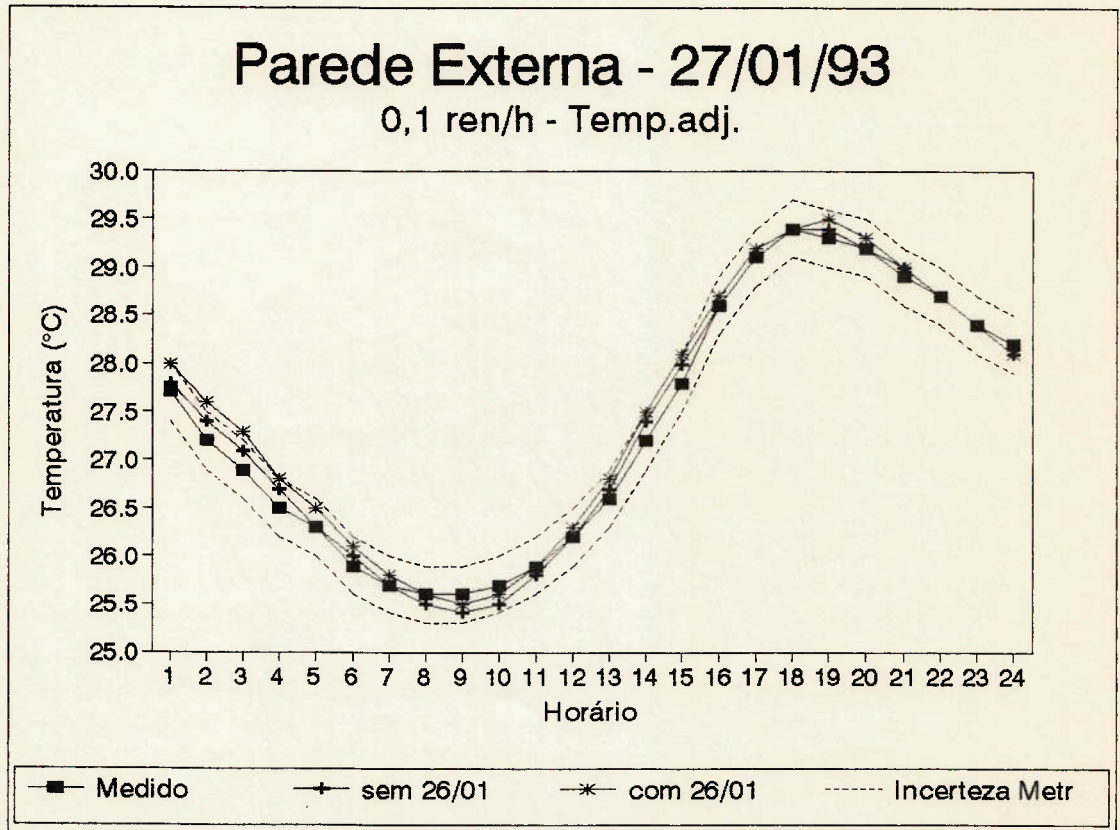


FIGURA 6.39: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado.

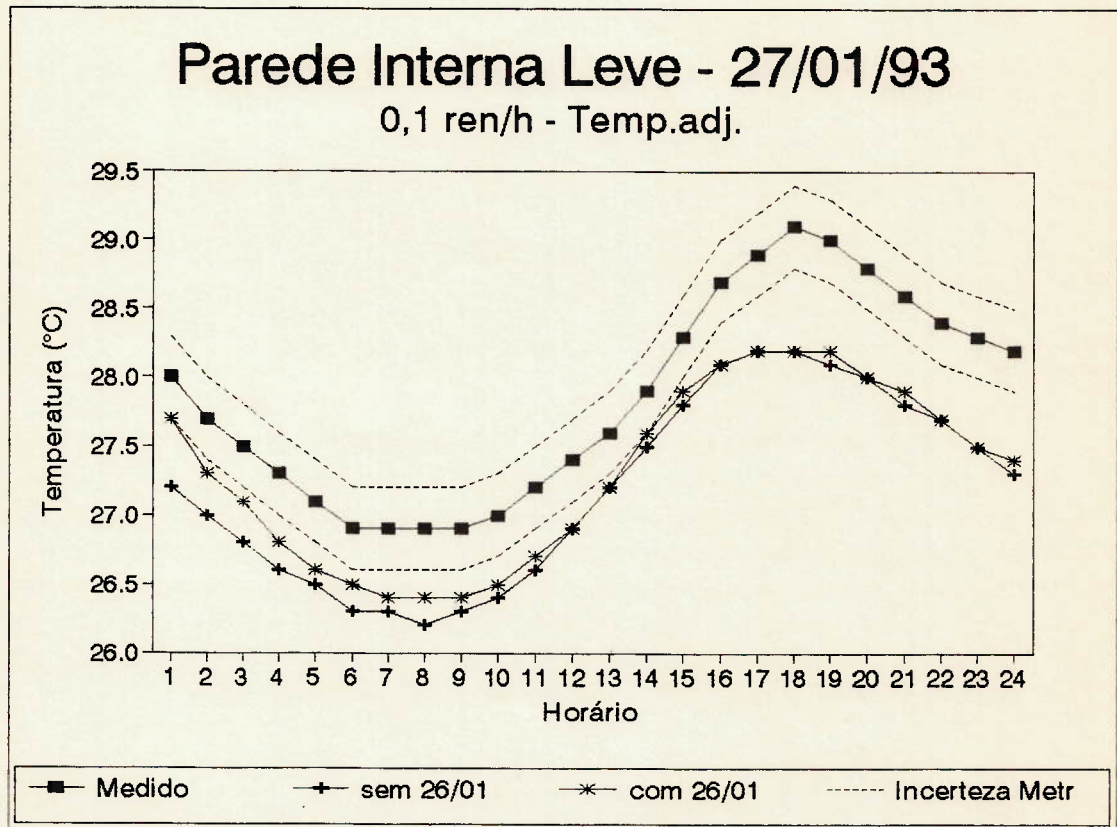


FIGURA 6.30: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado.

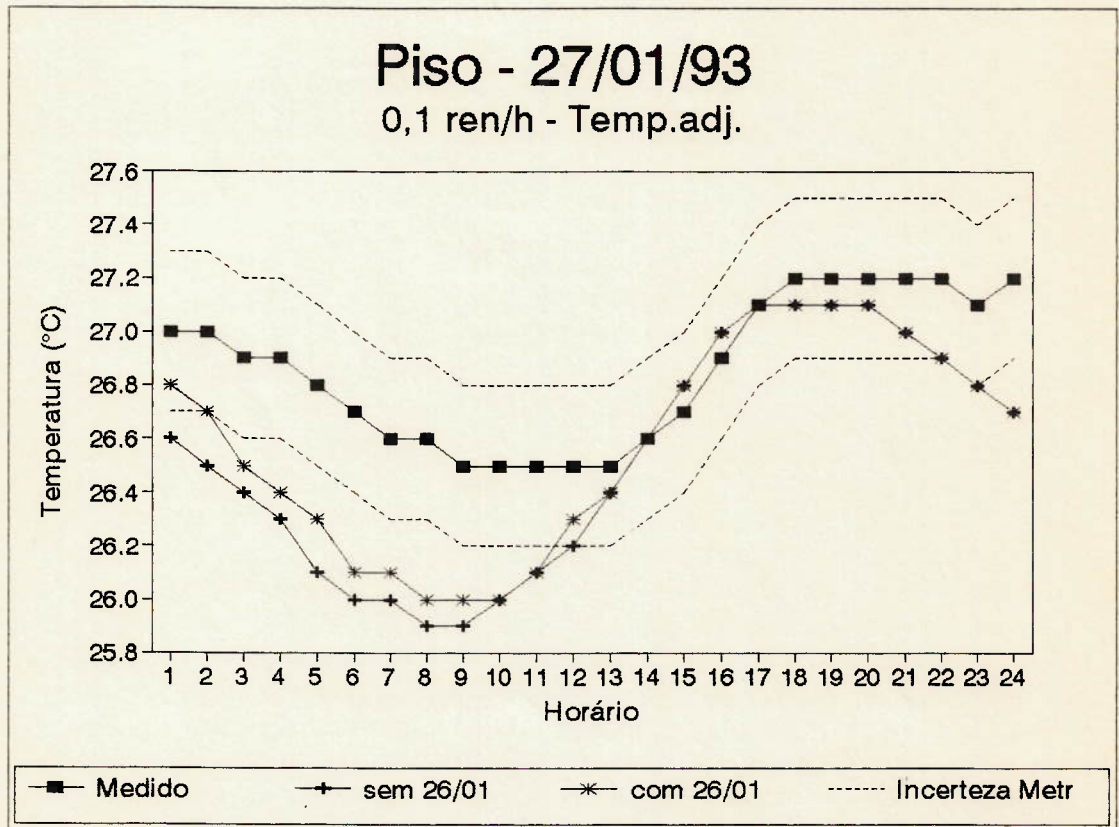


FIGURA 6.31: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente não estava condicionado.

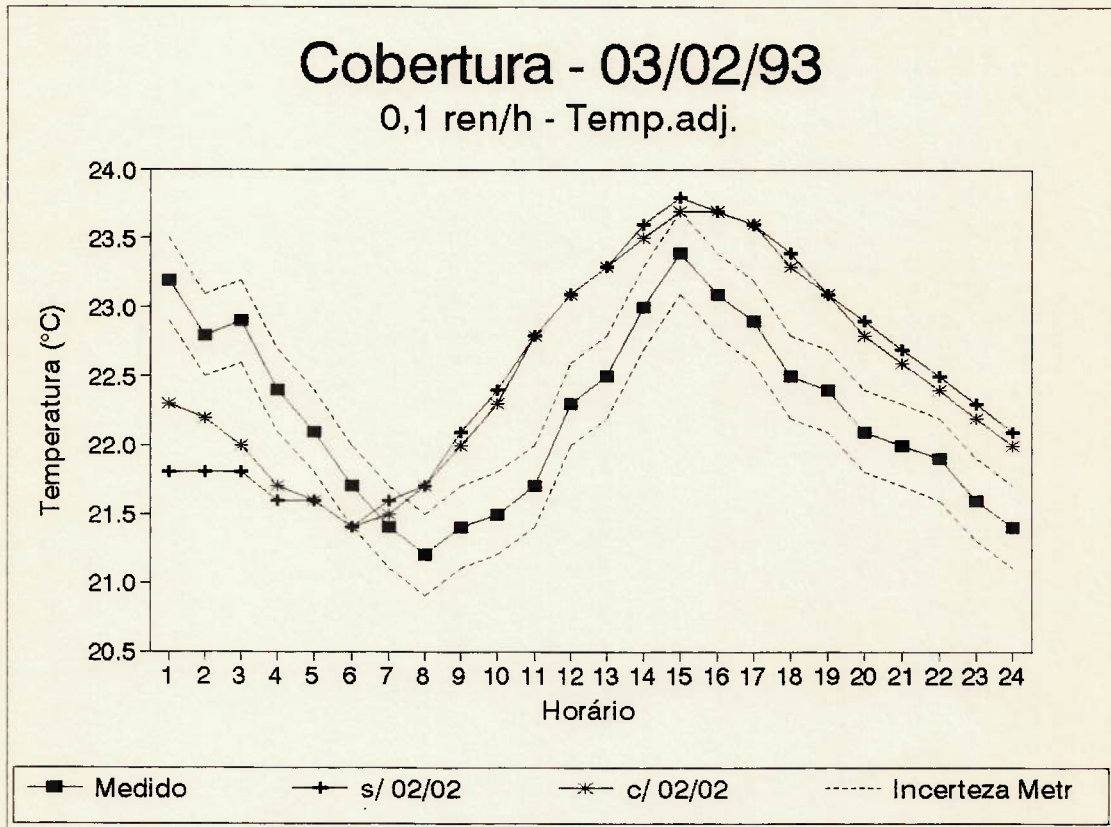


FIGURA 6.32: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

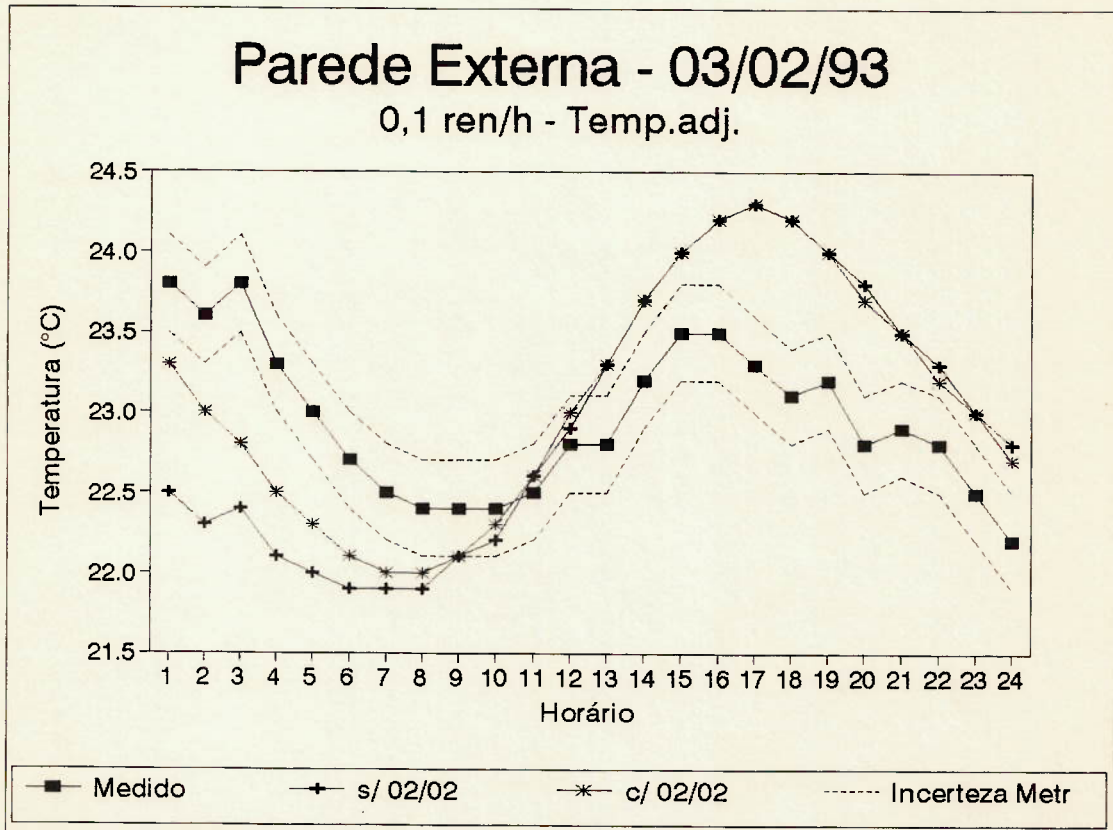


FIGURA 6.33: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

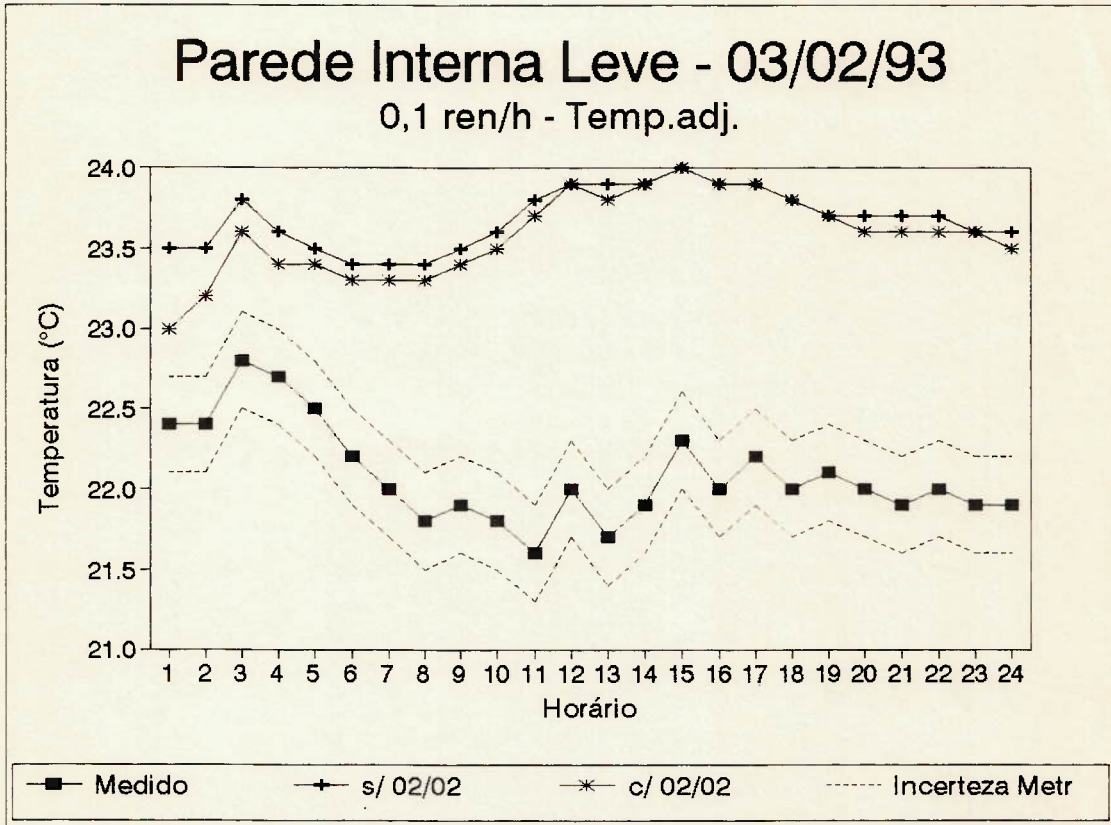


FIGURA 6.34: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

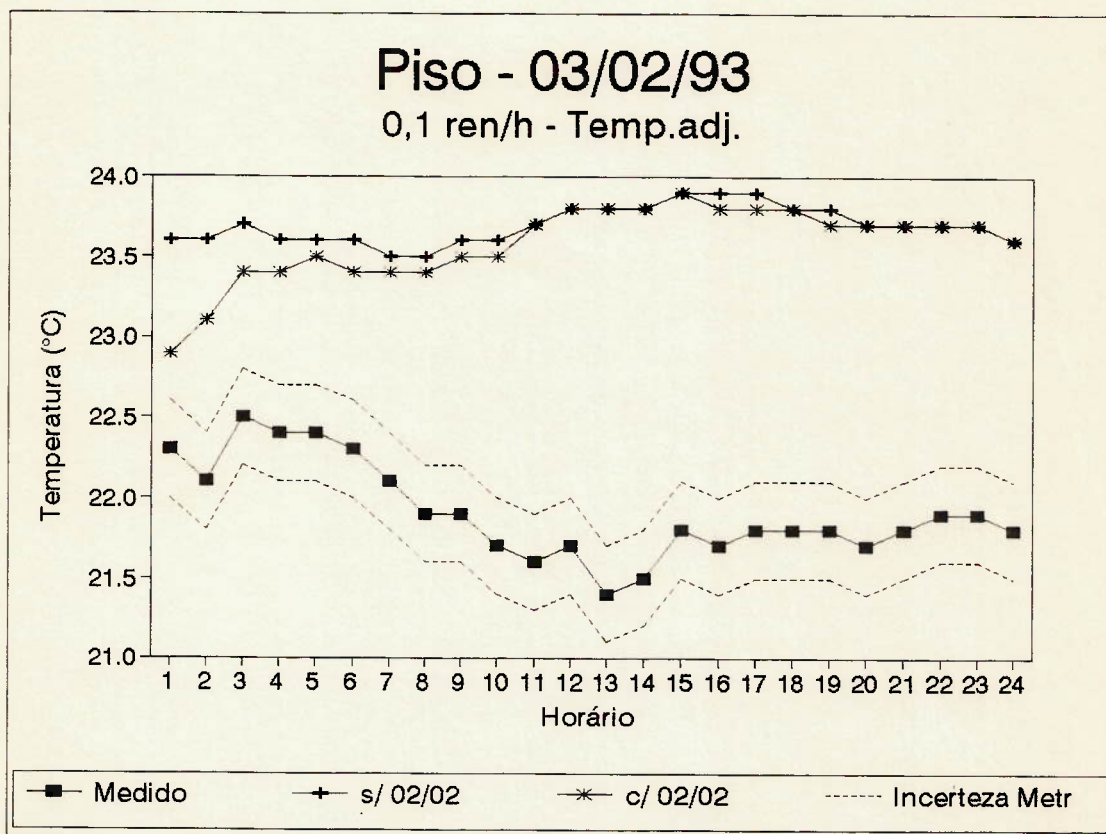


FIGURA 6.35: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e utilizando também os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior e não o fazendo, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

6.2.4 Efeito da variação na temperatura do ar externo.

Nas Figuras 6.36 e 6.37 tem-se os valores horários da temperatura do ar interior e da carga térmica sensível, considerando as condições citadas no item anterior e tendo como dados de entrada uma variação aleatória $0,5^{\circ}\text{C}$ na temperatura do ar exterior.

Pode-se notar que esta ação altera os valores calculados da temperatura do ar em até $0,6^{\circ}\text{C}$ e da carga térmica em até 11%.

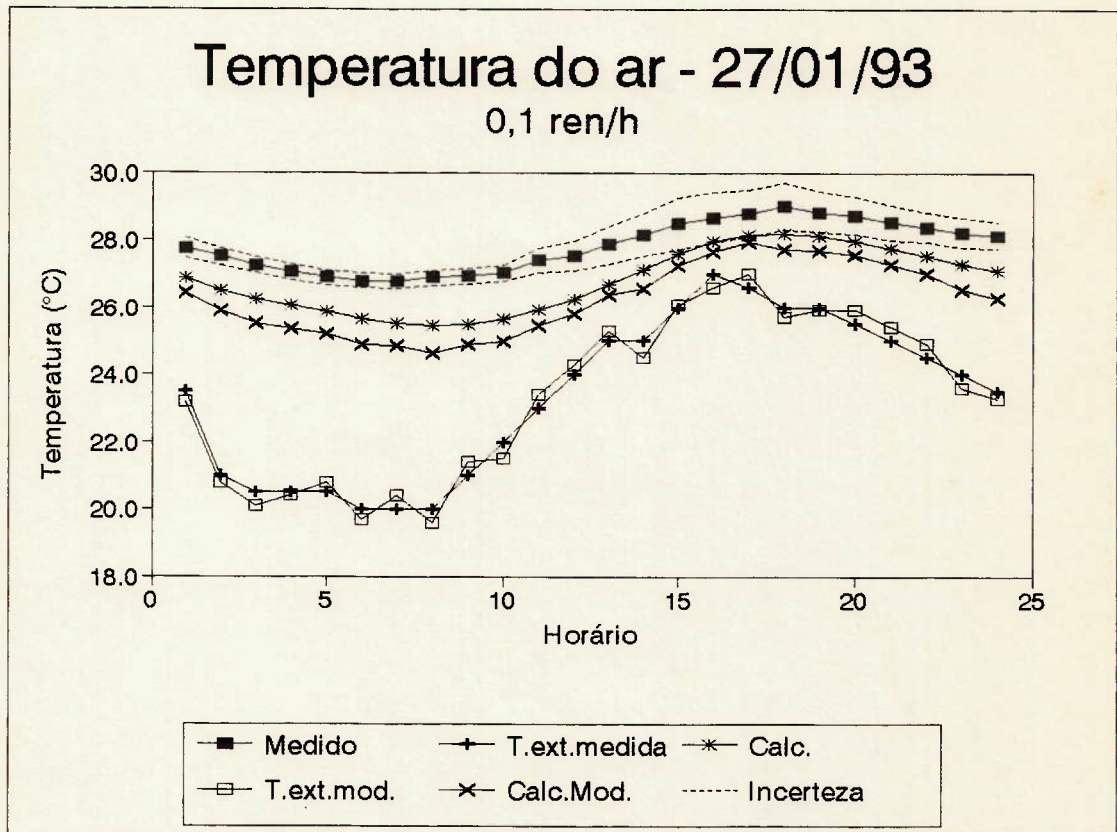


FIGURA 6.36: Valores medidos e calculados da temperatura de bulbo seco do ar interior, para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando uma variação aleatória de 0,5°C na temperatura do ar exterior e não o fazendo.

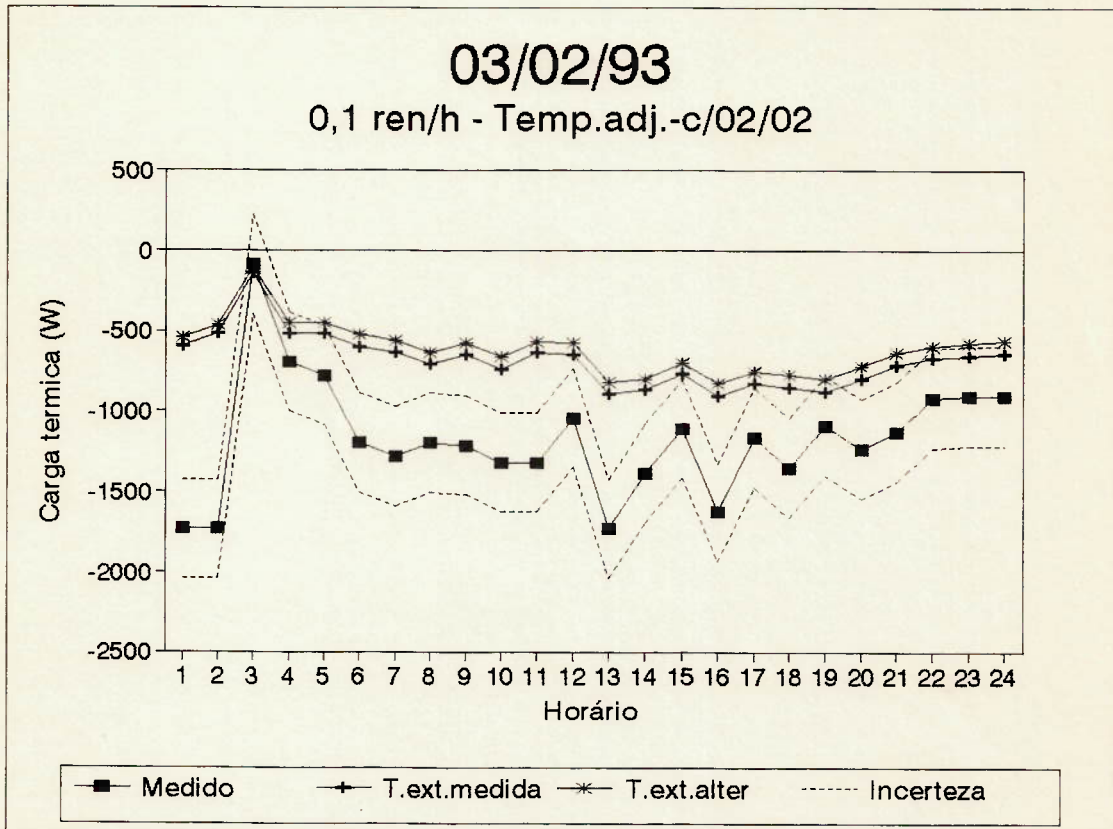


FIGURA 6.37: Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando uma variação aleatória de 0,5°C na temperatura do ar exterior e não o fazendo.

6.2.5 Coeficiente de convecção implementado

Conforme pode ser visto nas Figuras 6.27 e 6.32 a 6.35, utilizando-se o máximo de informações disponíveis para as simulações (o histórico das temperaturas superficiais internas e os valores das temperaturas dos recintos adjacentes), os valores calculados e medidos da carga térmica não apresentam boa concordância, já que em praticamente todo o dia os valores calculados apresentam diferenças médias de 40% em relação aos valores medidos, e as temperaturas superficiais calculadas para as partições internas estão em média $2,0^{\circ}\text{C}$ acima dos valores medidos. Isto leva a concluir que os coeficientes de convecção calculados estão abaixo daqueles que ocorreram nas medições.

Visando diminuir essas discordâncias, aumentou-se o coeficiente que multiplica o produto $Gr.Pr$ das correlações apresentadas no item 4.2 para fluxo de calor ascendente para planos horizontais (caso do piso nestas simulações) e para planos verticais até se obter valores calculados da carga térmica contidos dentro da região de incerteza em torno dos valores calculados.

O valor obtido para o coeficiente da correlação para planos horizontais foi 4,5 vezes maior que o proposto pela ASHRAE e o valor obtido para a correlação para planos horizontais foi de 1,5 vezes maior que o proposto pelo LBL. Vale observar que multiplicadores superiores aos aqui apresentados resultam em valores da carga térmica calculada maiores que os medidos.

Na Figuras 6.38 são apresentados os valores medidos e calculados da carga térmica utilizando as correlações encontradas na literatura e as correlações propostas. Nas Figuras 6.39 a 6.42 tem-se as temperaturas superficiais para as mesmas condições.

Verifica-se que apenas a parede interna leve ainda apresenta valores de temperatura superficial calculados $1,0^{\circ}\text{C}$ acima dos medidos.

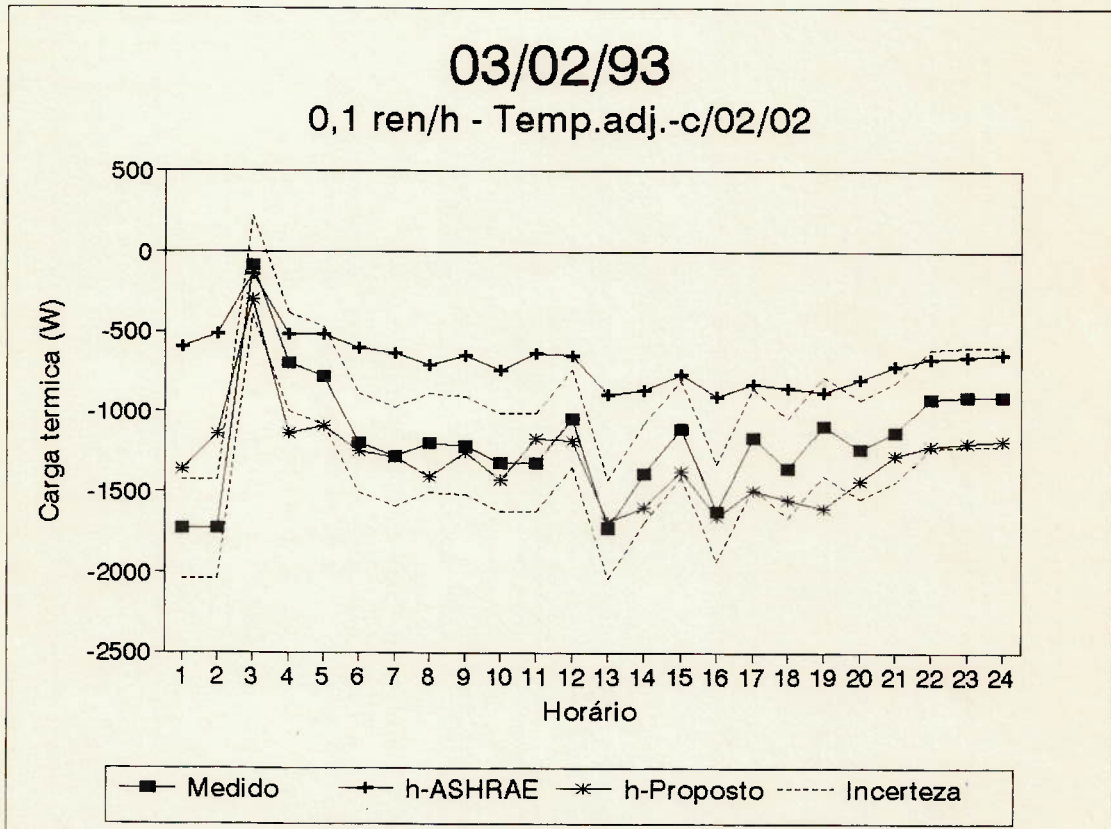


FIGURA 6.38: Valores medidos e calculados da carga térmica sensível para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta.

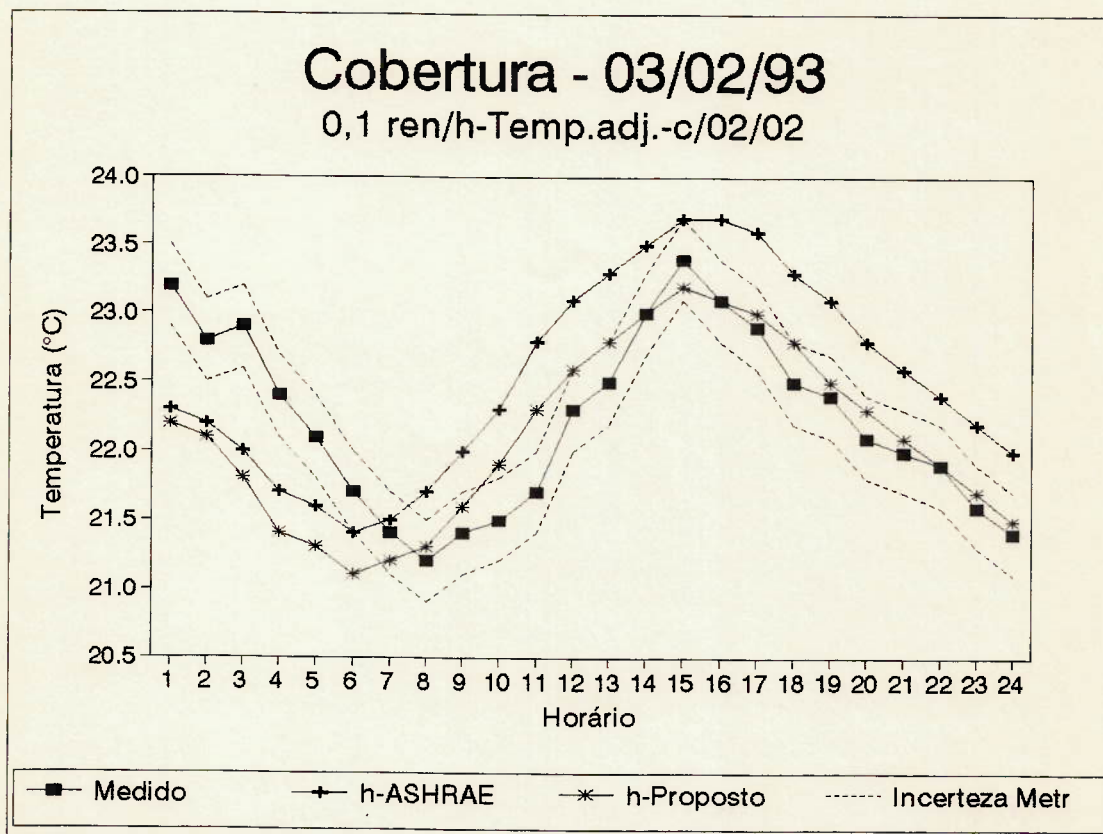


FIGURA 6.39: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do forro para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes, e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

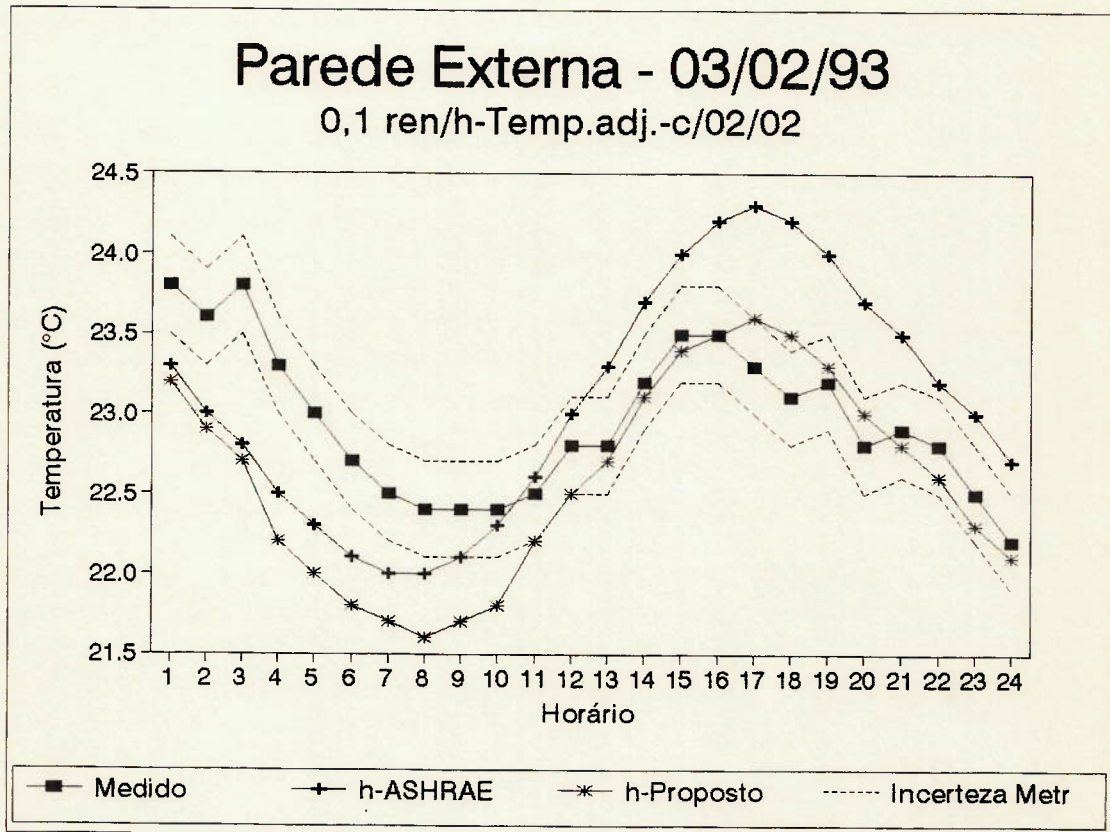


FIGURA 6.40: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede externa para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

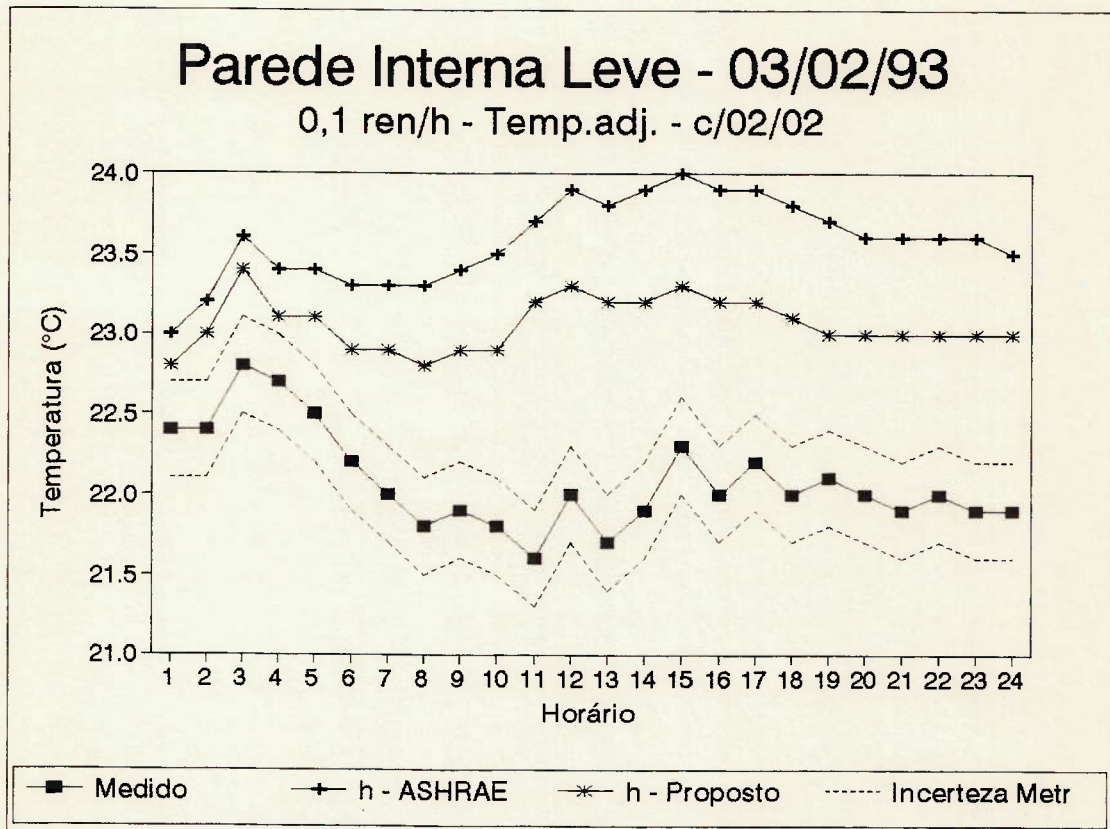


FIGURA 6.41: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna da parede interna leve para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

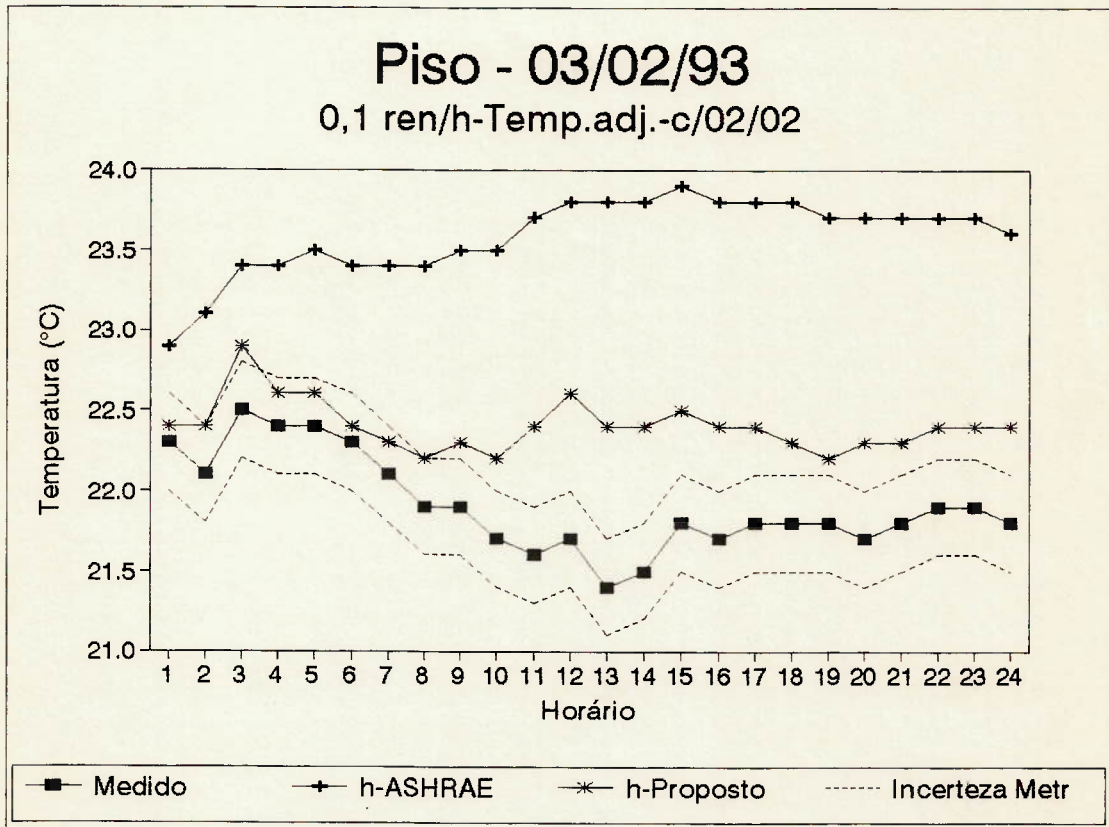


FIGURA 6.42: Valores medidos e calculados da temperatura superficial interna do piso para taxa de infiltração de 0,1 ren/h, utilizando como dados de entrada a temperatura do ar dos recintos adjacentes e os valores das temperaturas superficiais medidas nas últimas 8 horas do dia anterior, considerando as correlações apresentadas pela ASHRAE e pelo LBL e a correlação proposta, para o dia em que o ambiente estava condicionado.

7. Conclusões

Os resultados obtidos dos estudos teóricos e das medições, permitiram que se chegasse às conclusões apresentadas a seguir.

Com base nos números de iterações apresentados na Tabela 6.1, observou-se que há reduções neste parâmetro em relação ao valor adotado inicialmente no programa, tanto mantendo fixos como variando as propriedades dos vidros e o coeficiente de convecção interno. Além disto, o número de iterações para a cálculo de carga térmica é sempre menor que o número de iterações necessários para o cálculo da temperatura do ar quando o recinto não está condicionado.

A relevância dessa redução de número de iterações depende do equipamento que está sendo utilizado para se processar o programa e o número de processamentos que será realizado. Utilizado-se um micro-computador 386 DX, sem co-processador matemático para simular um recinto como aqueles descritos no anexo B, obtém-se diminuições de até 20 segundos num tempo de processamento de 50 segundos, correspondente ao número de iterações realizados sem utilizar o critério de convergência. Esta redução torna-se importante quando se têm uma série longa de processamentos a ser realizada. Caso o equipamento utilizado seja um 486 DX 33 MHz, essas reduções têm impacto menor, já que correspondem a 1,5 segundos em um tempo total de 5 segundos.

Conforme pode ser visto nas Tabelas 6.2 e 6.3, o valor do coeficiente de convecção afeta significativamente o valor da carga térmica. As diferenças observadas chegam a até 40%,

tanto no valor máximo como no total diário, utilizando-se os valores existentes previamente no programa e os calculados através das rotinas apresentadas em 4.2. Este efeito é tão maior quanto maior for a inércia térmica da edificação. Entretanto, esta mesma variação no coeficiente de convecção afeta pouco o valor da temperatura do ar, já que as máximas diferenças observadas entre os valores calculados das duas maneiras não ultrapassam $0,5^{\circ}\text{C}$. Entretanto, as correlações encontradas na bibliografia consultada não resultaram em boa concordância entre valores medidos e calculados, conforme discutido em 6.2.5, sendo necessário a proposição de novas correlações visando melhorar a exatidão do cálculo, passando por um processo de validação experimental que contemple diversas alternativas de edificação. Enquanto estas correlações não são levantadas, sugere-se o uso dos multiplicadores propostos em 6.2.5 para fins de projeto e avaliação do desempenho de edificações.

Sobre a influência da variação das propriedades dos vidros com o ângulo de incidência da radiação solar no valor da temperatura do ar e na carga térmica, constatou-se que ela só é significativa para janelas com orientação Norte. Para esta orientação de janela, obteve-se diferenças de até 10% nos valores de carga térmica calculados, considerando-se esta característica e não a considerando, e $1,0^{\circ}\text{C}$ na temperatura do ar. Para as demais orientações de janela, não se verificou diferenças maiores que $0,5^{\circ}\text{C}$ na temperatura do ar e 5% na carga térmica.

Os resultados da análise feita no capítulo 3 indicam que os valores das trocas térmicas por radiação calculados linearizando-se as equações de balanço de calor radiante apresentam boa concordância em relação aos valores calculados utilizando-se o método exato, desde que a emissividade de todos os elementos de vedação sejam da mesma ordem de grandeza. Nesta condição, não se observou diferenças maiores que 6% entre os valores calculados pelos dois métodos. Os erros cometidos com a linearização serão tanto maiores quanto maior for a diferença de emissividades entre os materiais, principalmente se o elemento com emissividade distinta das demais apresentar temperatura diferente dos restantes.

Comparando-se as Figuras 6.6 e 6.8 a 6.11, constata-se que o aumento da taxa de infiltração de ar externo de 0,1 ren/h a 1,0 ren/h, quando o recinto não está condicionado, provoca variações praticamente desprezíveis, menores que $0,3^{\circ}\text{C}$, nos valores calculados das temperaturas superficiais dos elementos de vedação, mas efeitos sensíveis na temperatura de bulbo seco do ar, de aproximadamente $1,0^{\circ}\text{C}$. Quando o ambiente estava condicionado (Figuras 6.7 e 6.12 a 6.15), o aumento da taxa de infiltração no ambiente não causou variação nas temperaturas superficiais, mas resultou em variações na carga térmica de até 40% no valor máximo diário.

Esse comportamento é justificável já que a taxa de ventilação do ambiente aparece explicitamente apenas na equação de balanço de energia do ar e só afetará os valores

das temperaturas superficiais através dos coeficientes de convecção, após ter alterado a temperatura do ar. No caso de recintos condicionados, o efeito da variação da taxa de ventilação ocorrer somente na carga térmica é devido ao fato das vedações trocarem calor com o ar mantido a uma temperatura constante pela ação do equipamento de ar condicionado, que deve retirar mais energia do recinto para compensar o ganho de calor provocado pelo aumento da taxa de infiltração.

Comparando-se as figuras 6.16 a 6.25, verifica-se que a temperatura do ar dos recintos adjacentes é um elemento significativo na exatidão dos cálculos. O uso desse dado aumentou o número de horas em que os valores calculados das temperaturas superficiais internas da parede externa e do forro ficaram dentro da região de incerteza metrológica em torno dos valores medidos, para o dia em que o ar condicionado estava desligado, além de melhorar a concordância entre valores medidos e calculados para as partições internas. Para o dia estava em que o equipamento de ar condicionado estava ligado também se verificou melhora na concordância entre valores medidos e calculados, conforme citado em 6.2.2. Este fato não se verificou apenas na parede interna "leve", que devido aos armários que estão encostados nela apresenta comportamento diferente daquele simulado. A não concordância entre os valores medidos e calculados para a temperatura do ar também podem ser explicados pela diferença entre os valores medidos e calculados das temperaturas superficiais da parede interna "leve" e o

efeito que estas provocam nas demais vedações, via fluxos de energia radiante.

A utilização das temperaturas superficiais medidas no dia anterior ao analisado como dados de entrada, contribuiu pouco para a melhoria da exatidão do cálculo, quando o ambiente não estava condicionado. Como pode ser visto nas Figuras 6.26 a 6.35, as diferenças entre os valores calculados das temperaturas superficiais internas das vedações usando-se os dados do dia anterior e aqueles obtidos sem fazer uso destes dados não foram maiores do que $0,3^{\circ}\text{C}$.

Quando o recinto estava condicionado, o efeito da entrada das temperaturas do dia anterior foi significativa para as vedações externas, nas primeiras horas do dia, quando o equipamento de condicionamento de ar ainda não havia atingido o regime. Nestas horas, houve uma redução da diferença entre os valores medidos e calculados nas temperaturas superficiais de até $1,8^{\circ}\text{C}$ para no máximo $0,7^{\circ}\text{C}$.

Verificou-se também que o programa é moderadamente sensível a perturbações na temperatura do ar exterior, visto que as variações aleatórias descritas em 6.2 em torno dos valores medidos da temperatura deste parâmetro causaram diferenças menores que $0,6^{\circ}\text{C}$ nos valores calculados da temperatura do ar interior e de aproximadamente 11% nos valores das cargas térmicas máximas diárias. O efeito mais significativo na carga térmica é explicado pelo fato de que a alteração na temperatura do ar externo chega diretamente ao valor calculado via taxa de infiltração do ambiente.

Pode-se esperar que este efeito será tão mais significativo quanto maior for a taxa de infiltração do ambiente.

Quando o recinto estava condicionado, obteve-se uma concordância regular entre os valores medidos e os calculados, utilizando-se as correlações de convecção clássicas referentes a placa plana. Nestas condições, as diferenças entre os valores calculados e medidos das temperaturas superficiais internas da parede externa e do forro foram pequenas, sempre menores, em módulo, que $1,0^{\circ}\text{C}$; porém para a parede interna "leve" e para o piso atingiram até $+2,0^{\circ}\text{C}$. Além disto, os valores calculados da carga térmica estão, em valores absolutos, abaixo dos valores medidos. Estes fatos podem ser explicados pela inadequação da modelagem da parede interna "leve", onde havia mobília encostada e por valores de coeficientes de convecção para o piso inadequados, uma vez que a correlação implementada foi a de placa plana infinita. Vale observar que esta correlação foi a única encontrada na literatura que pudesse ser aplicada ao caso.

Quando o recinto não estava condicionado, pode-se dizer que há boa concordância entre valores calculados e valores medidos das temperaturas superficiais internas das vedações, uma vez que conseguiu-se que os valores calculados das temperaturas superficiais das vedações estivessem dentro da região de incerteza metrológica em torno dos valores medidos, durante grande parte do dia, com exceção daqueles referentes à parede interna leve.

8. Comentários finais

De maneira geral, pode-se dizer que os objetivos propostos foram atendidos, já que aumentou-se o conhecimento sobre os modelos matemáticos utilizados no programa; tornou-se o programa mais genérico eliminando-se a imposição dos coeficientes de convecção e implantando o cálculo da umidade do ar interno com o ambiente não condicionado; e reduziu-se o tempo de processamento pela eliminação de iterações desnecessárias.

Como continuidade deste trabalho propõem-se:

- . estender o programa de medições para outros recintos com características distintas daquelas do recinto considerado nesta análise, como, por exemplo, inércia e/ou resistência térmicas; relação área de janela/área de piso; outros tipos de envidraçamento.
- . desenvolver métodos/equipamentos que possibilitem a determinação da taxa de infiltração de ar externo nos ambientes;
- . desenvolver/validar correlações para o coeficiente de convecção natural em elementos de vedação de edificações;
- . implementar uma modelagem de trocas de calor para mobiliário;
- . estender o programa de medições para outras condições climáticas;
- . ampliar os estudos de validação e aprimoramento a outros modelos existentes no programa como, por exemplo, o utilizado para o cálculo do coeficiente de convecção nas

superfícies exteriores da edificação e o de troca de calor pelo piso;

- . acoplar a este programa, rotinas que simulem equipamentos e sistemas de ar condicionado.

Cabe ainda uma última observação acerca dos coeficientes de convecção no interior dos recintos, já que estes elementos apresentam importância extrema na exatidão do cálculo das cargas térmicas sensíveis. Segundo comunicação informal com o Prof. Dr. C. O. Pedersen da Universidade de Illinois, em sua estada na EPUSP, em maio de 1994, encontra-se, hoje, em desenvolvimento pesquisa visando a determinação destes coeficientes, utilizando-se uma sala condicionada, fazendo-se o insuflamento de ar pelo centro de sua cobertura e onde pode-se controlar as temperaturas superficiais das vedações por meio de resistências. Alguns resultados preliminares, indicam valores medidos até 15 vezes maiores que os obtidos utilizando-se as correlações clássicas de placa plana. Tal fato mostra a necessidade do desenvolvimento de um programa de medições sistemáticas visando a determinação de mais informações sobre o tema que considere a inércia térmica da edificação e a condição de insuflamento de ar na sala.

Referências Bibliográficas

- 1 - JABARDO, J. M S. Evolução dos Equipamentos de ar condicionado visando a conservação de energia, São Paulo, EPUSP, anais do Simpósio Nacional de Conservação de Energia em edificações, 1989.
- 2 - LOMARDO, L, L, B. Comparação da Edificência Energética Energética Predial - Metodologia e Estudo de Caso, São Paulo, EPUSP, anais do Simpósio Nacional de Conservação de Energia em edificações, 1989.
- 3 - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. Handbook of Fundamentals. Atlanta, 1985.
- 4 - KUSUDA, T. NBSLD, the computer program for heating and cooling loads in buildings. Washington, DC, National Bureau of Standards, 1976. (Building Science Series 69)
- 5 - INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS DO ESTADO DE SÃO PAULO S. A., Implantação do Programa de Computador NBSLD, São Paulo, 1984. (Relatório nº 20.246)
- 6 - AKUTSU, M. Aplicação do Método dos Fatores de Resposta para a Determinação da Resposta Térmica de Edificações. São Paulo, 1983, p. irreg, (Dissetação de Mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP)
- 7 - SATO, N. M. N. Modelo Para Cálculo De Temperaturas E Fluxos De Energia térmica Em Coberturas. São Paulo, 1983, p. irreg, (Dissetação de Mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP)
- 8 - MACKEY, C.O. and WRIGHT JR., L.T. Periodic heat flow - composite walls or roofs. New York, ASHRAE Transactions 52 (1299), 1946.
- 9 - MITALAS, G.P. and ARSENAEAULT, J.G. Fortran IV program to calculate heat flux response factors for multilayer slabs. DBR computer program nº 23, Division of building research, National research of Canadá, 1967.
- 10 - KUSUDA, T. Thermal response factors for multilayer structures of various heat conduction systems. New York, ASHRAE Transactions, Parte 1, 1969.

- 11 - STEPHENSON, D.G. and MITALAS, G.P. Calculating of heat conduction transfer function of multilayer slabs. (Paper prepared for presentation at the ASHRAE annual meeting). Washington D.C., 1971.
- 12 - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. Handbook of Fundamentals. Atlanta, 1967.
- 13 - MITALAS, G.P. and and STEPHENSON. D.G. Room Thermal Response Factors, ASHRAE Transactions 73(2):III.2.1, 1967.
- 14 KUSUDA, T. Fundamentals of building heat transfer. Washington D.C., Journal of Research of the National Bureau of Standards, Vol.82, n° 2, 1972.
- 15 WALTON, G.N., SOWELL, E. F. Efficient Computation Of Zone Loads, New York, ASHRAE Transactions, 1980, parte 1, p49-72.
- 16 WALTON, G.N., A New Algorithm for Radiant Interchange in Room Loads Calculations, New York, ASHRAE Transactions, 1980, parte 2, p190-208.
- 17 - BUFFINGTON, D.E. - Heat Gain by Conduction through Exterior Walls and Roofs - Transmission Matrix Method, ASHRAE Transactions, 1987, pp. 89-101.
- 18 - SEEM, J.E., KLEIN, S.A., BECKMAN, W.A., MITCHELL, J.W. - Comprehensive Room Transfer Functions for Efficient Calculation of the Transient Heat Transfer Processes in Buildings, ASME Transactions, 1989. Vol. 111, Maio, pp.264-273.
- 19 - SHERMAN, M.H., SONDEREGGER, R.C. e ADAMS, J.W. - The determination of the dynamic performance of walls (ASHRAE Transactions, 1982, Vol. 1, p. 689-712).
- 20 - STEPHENSON, D.G. and MITALAS, G.P. Cooling Load calculations by thermal response factor method conduction transfer function of multilayer slabs, New York, ASHRAE TRANSACTIONS, 1967, vol. II p. III 1.1 - III 1.7
- 21 - SORRELL, F.Y. et alii. Validation of hourly building energy models for residential buildings. ASHRAE Transactions, Vol (91): 701-11, 1985 (paper no. HI-85-13 no.2).
- 22 - DIAMOND et alii. User-effect validation tests of the DOE-2 building energy analysis computer program. ASHRAE Transactions, Vol. (91): 712-24, 1985 (paper no. HI-85-13 no.3).

- 23 - ROBERTSON, D.K. E CHRISTIAN, J.E. Comparisons of four computer models with experimental data from test buildings in Northern New Mexico. ASHRAE Transactions, Vol (91): 591-607, 1985 (paper no. HI-85-11 no.1).
- 24 - YUILL, G. Verification of the BLAST Computer program for two houses. ASHRAE Transactions, Vol (91): 687-700, 1985 (paper no. HI-85-13 no.1).
- 25 - ALMEIDA, V.C.T.A. Análise numérica e experimental do comportamento térmico de coberturas com desvão, Porto, 1984 (tese de doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto - Dept. de Engenharia Civil).
- 26 - ISFALT, E. et alii. Investigation of three computer programs for calculation of indoor climate, STOCKHOLM (Royal Institute of Technology).
- 27 - SONDEREGGER, R. et alii. Calculation of variable-base degree-days and degree-nights from monthly average temperatures. ASHRAE Transactions, Vol (91): 875-92 (paper no.H-85-17 no.2)
- 28 - BAUMAN, F. et al. Convective Heat Transfer in Buildings: Recent Research Results, New York, ASHRAE Transactions, vol 89 part I, 1983.
- 29 - POSATA, N. Cálculo do Ganho de Calor por Irradiação. São Paulo, 1988, p. irreg, (Trabalho de conclusão do curso de graduação na Escola Politécnica da USP).
- 30 - YOKOGAWA ELECTRIC CORPORATION. HR2300 Hybrid Recorder Instruction Manual. Tóquio, Japão, 1990, 7ª ed.
- 31 - INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS DO ESTADO DE SÃO PAULO S. A., Certificado de calibração/aferição nº 469., São Paulo, maio de 1993, 10p.
- 32 - THE EPPLEY LABORATORY, INC. Instrumentation for the measurement of the components of solar and terrestrial radiation, EUA, 13p.
- 33 - ALNOR INSTRUMENT COMPANY. Velometers and other air velocity measuring instruments., Illinois, EUA., 1974, 12p.
- 34 - WAENY, J. C. C., Controle da Qualidade Total em Laboratórios., São Paulo, 1992, Makron Books.

Anexo A

Método dos fatores de resposta térmica.
(extraído de trabalho de conclusão do curso de
Engenharia Mecânica - 1988 deste autor)

II-Modelagem Matemática

Neste item, o "problema" será configurado, primeiramente, para um elemento constituído por uma única camada de um material homogêneo; depois a análise será expandida para elementos com várias camadas e a seguir, são apresentadas as equações para a determinação dos "Fatores de Resposta Térmica".

II.1-Conceituação do problema

O sistema físico estudado é constituído por meios que estão a temperaturas distintas, porém uniformes, mais um elemento de separação colocado entre eles.

Na modelagem do problema, para se estudar a transferência de calor por condução em regime transitório em edificações, admite-se que os elementos são planos, que os fluxos de calor se dão na direção perpendicular a estes, e que as propriedades físicas de transporte sejam constantes para os materiais constituintes destes elementos. Assim, podemos escrever a seguinte equação, que caracteriza o fenômeno:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

O sistema de coordenadas usado para escrever esta equação encontra-se representado na figura 1.

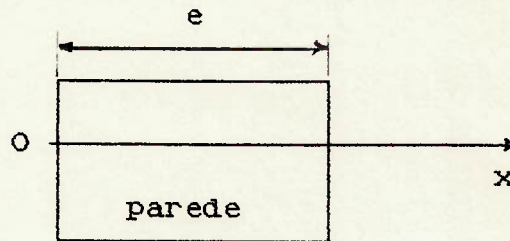


Figura 1: Sistema de coordenadas usado na eq (1)

Como condições iniciais e de contorno, tem-se:

a) superfícies isotérmicas em qualquer instante:

$$T(0, t) = T_0(t), \quad t > 0$$

$$T(e, t) = T_e(t), \quad t > 0$$

b) o elemento todo está a uma mesma temperatura, antes de se iniciarem as observações :

$$T(x, t) = T_1(t), \quad t \leq 0$$

Fazendo-se a seguinte mudança de variáveis $\theta = T - T_1$, e aplicando-se a definição de difusividade térmica, α , a equação (1) toma a seguinte forma:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (2)$$

com as condições:

$$\theta(0, t) = T_0 - T_1 = \theta_0$$

$$\theta(e, t) = T_e - T_1 = \theta_e$$

$$\theta(x, 0) = 0$$

Aplicando-se a Transformada de Laplace à equação (2) e às condições de contorno e iniciais, resulta:

$$s\theta(s, x) = \alpha \frac{\partial^2 \theta(s, x)}{\partial x^2} \quad \frac{\partial^2 \theta(s, x)}{\partial x^2} - m^2 \theta(s, x) = 0 \quad (3)$$

$$\begin{cases} \theta(0, t) = \theta_0 \\ \theta(l, t) = \theta_e \end{cases} \quad (4) \quad \text{com } s = \text{parâmetro da transformada e} \\ m^2 = s/\alpha$$

Resolvendo-se a equação (3), obtém-se:

$$\theta(s, x) = C_1 \sinh(mx) + C_2 \cosh(mx) \quad (5)$$

Considerando-se agora a equação de Fourier para o cálculo do fluxo de calor, em uma dada posição x:

$$q(s, x) = -k \frac{\partial \theta(s, x)}{\partial x}$$

e aplicando-a, com as condições (4) à equação (5), tem-se:

$$\begin{cases} \theta_e = -\frac{q_0}{m k} \sinh(me) / (mk) + \theta_0 \cosh(me) \\ q_e = -q_0 \cosh(me) - \theta_0 m k \sinh(me) \end{cases}$$

que pode ser escrita sob a seguinte forma matricial:

$$\begin{vmatrix} \theta \\ q_0 \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cosh(me) & \sinh(me)/(mk) \\ m k \sinh(me) & \cosh(me) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \theta \\ \theta_e \\ e \end{vmatrix}$$

$$\begin{vmatrix} \theta \\ q_0 \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A & B \\ C & D \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \theta \\ \theta_e \\ e \end{vmatrix} \quad (6), \text{ com}$$

$$\begin{aligned} A &= \cosh(me); & C &= \sinh(me)/(mk) \\ B &= m k \sinh(me); & D &= \cosh(me) \end{aligned}$$

II.2-Elemento com múltiplas camadas

Se for considerado um elemento de várias camadas de materiais e espessuras diferentes, conforme representado na

figura 2, que é comum na prática, e desprezando-se as resistências térmicas de contato entre as distintas camadas, tem-se, aplicando-se a equação (6):

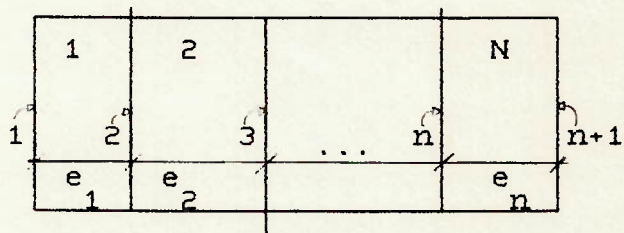


Figura 2: Elemento com N camadas

$$\begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^1 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A & B \\ C^1 & D^1 \\ 1 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^2 \\ 2 \end{vmatrix}; \quad \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^2 \\ 2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A & B \\ C^2 & D^2 \\ 2 & 2 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^3 \\ 3 \end{vmatrix}; \dots$$

$$\dots; \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^n \\ n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A & B \\ C^{n+1} & D^{n+1} \\ n+1 & n+1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^{n+1} \\ n+1 \end{vmatrix}$$

ou

$$\begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^1 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A & B \\ C^1 & D^1 \\ 1 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} A & B \\ C^2 & D^2 \\ 2 & 2 \end{vmatrix} \dots \begin{vmatrix} A & B \\ C^{n+1} & D^{n+1} \\ n+1 & n+1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^{n+1} \\ n+1 \end{vmatrix}$$

ou ainda

$$\begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^1 \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A & B \\ C & D \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^{n+1} \\ n+1 \end{vmatrix}$$

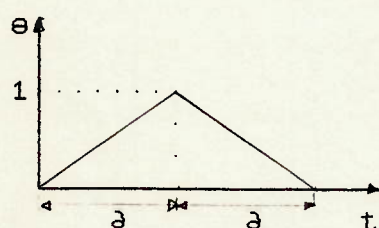
que pode ser reescrita como:

$$\begin{vmatrix} \bar{\rho} \\ \bar{\rho}^1 \\ N+1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} D/B & -1/B \\ 1/B & -A/B \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \bar{\theta} \\ \bar{\rho}^1 \\ n+1 \end{vmatrix} \quad (7)$$

II.3- Procedimento de cálculo

Até aqui, foi apresentado o fundamento matemático que modela o fenômeno de transferência de calor unidimensional em regime transitório de uma forma relativamente genérica, sendo que daqui em diante serão aplicados os conceitos do "Método dos Fatores de Resposta Térmica".

O referido método apresenta a resposta do sistema estudado, em termos de fluxo de calor, a uma perturbação de temperatura na forma de um pulso triangular (Kusuda demonstrou que este formato para o pulso apresentava um tempo de processamento menor do que se o mesmo fosse retangular) unitário conforme representado na figura 3. Os "fatores de resposta térmica" são esta resposta em fluxo, citada anteriormente, e terão a forma de uma série infinita, cujos elementos são os valores das funções resposta em intervalos regulares de tempo.



$$\theta = \begin{cases} 0 & \text{p/ } t \leq 0 \\ t/\Delta & \text{p/ } 0 < t \leq \Delta \\ 2-t/\Delta & \text{p/ } \Delta < t \leq 2\Delta \\ 0 & \text{p/ } t > 2\Delta \end{cases} \quad (8)$$

Figura 3: Representação do pulso triangular unitário

Ou aplicando-se a Transformada de Laplace a equação (8), tem-se:

$$\bar{\theta} = \begin{cases} 0 & \text{p/ } t \leq 0 \\ 1/\Delta s^2 & \text{p/ } 0 < t \leq \Delta \\ 1/\Delta s^2(1-e^{-s\Delta}) & \text{p/ } \Delta < t \leq 2\Delta \\ 1/\Delta s^2(1-e^{-s\Delta})^2 & \text{p/ } t > 2\Delta \end{cases} \quad (9)$$

O procedimento a seguir será substituir $\bar{\theta}$ por (9) na equação (7) e aplicar o teorema da inversão para obter os fluxos de calor .

Primeiramente faremos $\bar{\theta}_1 = \bar{\theta}$ e $\bar{\theta}_{n+1} = 0$ para determinar θ_1 e θ_{n+1} , ou seja, determinar a resposta em

fluxo a uma perturbação de temperatura na superfície 1. Depois repete-se o procedimento porém com $\bar{\theta}_{n+1} = \bar{\theta}$ e $\bar{\theta}_1 = 0$.

Como a resposta da superfície 1, θ_1 , para uma perturbação na superfície n+1 é igual, mas de sinal contrário à resposta da superfície n+1 para uma perturbação na superfície 1, teremos 3 fatores que caracterizarão as respostas do sistema. Na figura 4 temos a representação do pulso e das respostas em fluxo.

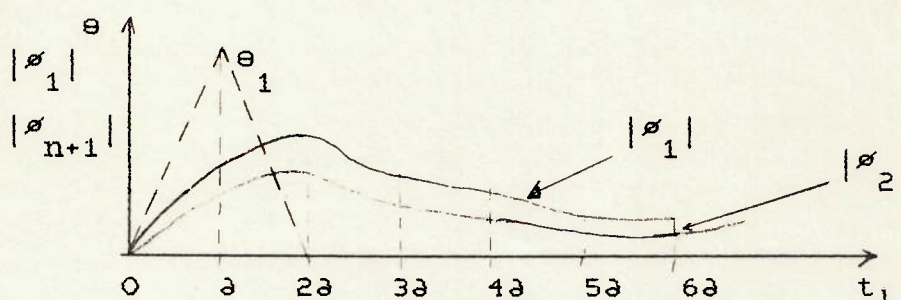


Figura 4: Representação de um pulso de temperatura e sua respostas em fluxo.

II.3.1-O Teorema da Inversão

O teorema da inversão tem a seguinte forma:

$$f(x, t) = \frac{1}{2i\pi} \lim_{L \rightarrow \infty} \int_{\gamma - iL}^{\gamma + iL} e^{ts} \bar{f}(x, s) ds \quad \text{com}$$

i = unidade imaginária

$f(x, s)$ = transformada de Laplace da função

γ = parâmetro arbitrário, suficientemente alto, para que a integral: $\int_0^{\infty} e^{-\gamma \epsilon} f(\epsilon) d\epsilon$ exista.

Por outro lado, do teorema dos resíduos de Cauchy, tem-se:

$$\int f(z)dz = 2\pi i \sum_{j=1}^n \text{Res}(a_j)$$

Usa-se então a curva representada na figura 5 para o teorema da inversão.

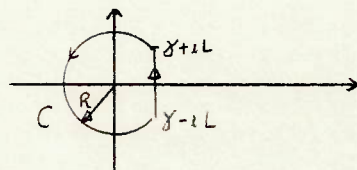


Figura 5: Curva usada no teorema da inversão

Do teorema da inversão tem-se:

$$\begin{aligned} \lim_{L \rightarrow \infty} \int_{\gamma - iL}^{\gamma + iL} e^{ts} f(x, s) ds + \lim_{R \rightarrow \infty} \int_C e^{ts} f(x, s) ds &= \\ &= 2\pi i \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n \text{Res}(a_j) \end{aligned}$$

Pode-se demonstrar que neste caso a integral para o círculo de raio R é nula, portanto tem-se:

$$f(x, t) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^n \text{Res}(a_j) \quad (10)$$

onde os resíduos correspondem a função $e^{st}f(x, s)$.

II.3.2-Aplicação do teorema da inversão ao fenômeno modelado

Retomando-se a equação (6), pode-se escreve-la na seguinte forma:

$$s = \frac{R}{B} e \quad \text{com } R = \begin{vmatrix} D & -1 \\ 1 & -A \end{vmatrix}$$

Para se obter a resposta em fluxo na superfície 1 para uma perturbação nesta superfície, faz-se $R=D$. Já para a resposta em fluxo na superfície $n+1$, para esta mesma perturbação, faz-se $R=1$.

$$\bar{\varphi}_1 = D/B \bar{\theta}_1 \quad (11)$$

$$\bar{\varphi}_{n+1} = 1/B \bar{\theta}_1 \quad (12)$$

Se a perturbação for na superfície $n+1$, tem-se:

$$\bar{\varphi}_1 = -1/B \bar{\theta}_{n+1} \quad (13)$$

$$\bar{\varphi}_{n+1} = -A/B \bar{\theta}_{n+1} \quad (14)$$

Pode-se agora, aplicar a equação (10) às equações (11), (12) e (14) (como já foi dito anteriormente, e como $\bar{\theta}_1 = \bar{\theta}_{n+1}$, as equações (12) e (13) são iguais a menos do sinal) e determinar as respostas em fluxo ao pulso triangular unitário.

Então a função a ser usada no teorema da inversão será:

$$e^{st} \frac{R}{B} \bar{\theta}(s) \quad (15)$$

com $\bar{\theta}(s)$ dada pela equação (9), que apresenta polos de ordem 2 na origem, resultantes do fator $1/\partial s^2$. Neste ponto, para se calcular o resíduo da função, aplica-se a equação (16) com " $a = 0$ ".

$$\text{Res}(a) = \frac{1}{(k-1)!} \left\{ \frac{d^k}{dz^{k-1}} [(z-a)^k f(z)] \right\}_{z=0} \quad (16)$$

onde $k =$ ordem do polo.

Para os demais polos da equação (15), pode-se considera-la com a forma:

$$f(z) = \frac{P(z)}{z^k Q(z)} \quad (17)$$

com $P(z)$ sendo um polinômio; e $Q(z)$ outro polinômio de raízes a_j , com $j = 1, \dots, N$ e $a_j \neq 0, \forall j$. Dessa forma, a equação (17) apresentará polos simples ($k=1$) nos pontos $z = a_j$, cujos resíduos são calculados por:

$$\text{Res}(a_j) = \lim_{z \rightarrow a_j} \frac{(z-a_j)P(z)}{z^k Q(z)}$$

que pode ser reescrita como:

$$\text{Res}(a_j) = \frac{P(a_j)}{a_j^k (dQ/dz)_{z=a_j}}$$

$$\text{Logo } \sum_{j=1}^n \text{Res}(a_j) = [\text{Res}(0) + \sum_{j=1}^n \text{Res}(a_j)]$$

Portanto a função φ será dada por:

$$\varphi = \lim_{s \rightarrow 0} \left[\frac{d(s^2 \bar{\theta} e^{ts} R/B)}{ds} \right] + \sum_{j=1}^{\infty} \left[\frac{\bar{\theta} R e^{ts}}{dB/ds} \right]_{s=-\phi_j} \quad (18)$$

onde $-\phi_j$ ($\phi_j > 0$) são as raízes reais da equação $B(s) = 0$.

O primeiro termo da equação (18) resulta em:

$$\lim_{s \rightarrow 0} \left[\frac{d(s^2 \bar{\theta} e^{ts} R/B)}{ds} \right] = \begin{cases} U/\partial (dR/ds + R t_1 - R/B \cdot dB/ds) s=0 \\ p/ 0 < t_1 \leq \partial \\ -U/\partial (dR/ds - R/B \cdot dB/ds) s=0 \\ p/ \partial < t_1 \leq 2\partial \\ 0 \\ p/ t > 2\partial \end{cases} \quad (19)$$

Para $s = 0$, os fatores A, B, C e D podem ser escritos na seguinte forma:

$$m = \sqrt{(s/\alpha)}; \text{ pois } s \rightarrow 0 \implies m \rightarrow 0$$

$$A = \cosh(me) = \cosh(0) = 1 \quad (20)$$

$$B = \lim_{m \rightarrow 0} \frac{\sinh(me)}{mk} = \lim_{m \rightarrow 0} \frac{e \cdot \cosh(me)}{k} = \frac{e}{k} \quad (21)$$

$$C = mk \sinh(me) = 0 \cdot \sinh(0) = 0 \quad (22)$$

$$D = \cosh(me) = \cosh(0) = 1 \quad (23)$$

Por outro lado, pode-se ter $m=0$ quando a camada em questão tiver inércia térmica desprezível, já que $\rho c \rightarrow 0$ $\alpha = \infty$ e portanto $m = 0$

Desta forma, se a estrutura estudada for constituída de camadas de inércia térmica desprezível, tem-se:

$$\begin{vmatrix} A & B \\ C & D \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & e_1 \sqrt{k_1} \\ 0 & 1_1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 & e_2 \sqrt{k_2} \\ 0 & 2_1 \end{vmatrix} \dots \begin{vmatrix} 1 & e_n \sqrt{k_n} \\ 0 & n_1 \end{vmatrix}$$

que resulta:

$$\begin{aligned} A &= 1; & B &= e_1 \sqrt{k_1} + e_2 \sqrt{k_2} + \dots + e_n \sqrt{k_n} = 1/U \\ C &= 0; & D &= 1 \end{aligned}$$

sendo U o coeficiente global de transferência de calor associado à estrutura, entre suas superfícies limite.

Para se avaliar o 2º termo da equação (18), deve-se calcular as raízes de $B(s) = 0$. A única possibilidade para que isso ocorra é que s seja um número complexo puro, ou seja, para isso deve-se ter $s = -\phi_j$ ($\phi_j > 0$), pois

$$m = \sqrt{(s/\alpha)} = \sqrt{(-1\phi_j/\alpha)} = i \sqrt{(\phi_j/\alpha)}$$

Assim os coeficientes terão a seguinte forma:

$$A = \cosh(me) = \cosh(\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)}i) = \cos \sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)} \quad (24)$$

$$B = \frac{\sinh(me)}{mk} = \frac{\sinh(\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)})}{i\sqrt{(\phi_j/\alpha)}k} = \frac{i \operatorname{sen}(\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)})}{i \sqrt{(\phi_j/\alpha)}k}$$

$$= \frac{\operatorname{sen}(\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)})}{\sqrt{(\phi_j/\alpha)}k} \quad (25)$$

$$C = mk \sinh(me) = k \sqrt{(\phi_j/\alpha)} i^2 \operatorname{sen} \sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)} =$$

$$= -k\sqrt{(\phi_j/\alpha)} \operatorname{sen} \sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)} \quad (26)$$

$$D = A \quad (27)$$

O valor da derivada dB/ds será calculado através do seguinte procedimento:

$$\frac{d}{ds} \begin{vmatrix} A & B \\ C & D \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} dA/ds & dB/ds \\ dC^1/ds & dD^1/ds \end{vmatrix} \begin{vmatrix} A & B \\ C^2 & D^2 \end{vmatrix} \dots \begin{vmatrix} A & B \\ C^n & D^n \end{vmatrix} +$$

$$+ \begin{vmatrix} A & B \\ C^1 & D^1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} dA/ds & dB/ds \\ dC^2/ds & dD^2/ds \end{vmatrix} \dots \begin{vmatrix} A & B \\ C^n & D^n \end{vmatrix} +$$

$$+ \begin{vmatrix} A & B \\ C^1 & D^1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} A & B \\ C^2 & D^2 \end{vmatrix} \dots \begin{vmatrix} dA/ds & dB/ds \\ dC^n/ds & dD^n/ds \end{vmatrix}$$

sendo que a derivada de cada coeficiente é dado por:

$$dA/dz = \sinh(me) \cdot e \cdot \frac{1}{2} \cdot [\sqrt{(z/\alpha)}]^{-1} \cdot 1/\alpha = \frac{\sinh(me) \cdot e^2}{2 m \alpha}$$

$$p/z = -\phi_j \quad dA/dz = \frac{e^2}{2\alpha} \frac{\operatorname{sen}(\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)})}{\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)}} \quad (28)$$

Para os demais coeficientes será apresentada apenas a forma final de suas derivadas, já que para obtê-las, basta seguir o procedimento aplicado acima.

$$dB/dz = \frac{e^3}{2 k \alpha} \frac{\cos \sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)} - \operatorname{sen}[\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)}] / \sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)}}{(\phi_j e^2/\alpha)^2} \quad (29)$$

$$dC/dz = -\frac{e}{2 k \alpha} \frac{\operatorname{sen}[\sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)}] / \sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)} + \cos \sqrt{(\phi_j e^2/\alpha)}}{(\phi_j e^2/\alpha)^2} \quad (30)$$

$$dD/dz = dA/dz \quad (31)$$

Assim o 2º termo da equação (17) toma a seguinte forma:

$$\sum_{j=1}^{\infty} \frac{\bar{\theta} e^{ts} R}{dB/ds \quad s=-\phi_j} = \begin{cases} \sum_{j=1}^{\infty} \psi(\phi_j) e^{-\phi t} & p/ 0 < t_1 \leq \Delta \\ \sum_{j=1}^{\infty} \psi(\phi_j) (1-2 e^{-\phi_j \Delta}) e^{-\phi t} & p/ \Delta < t_1 \leq 2\Delta \\ \sum_{j=1}^{\infty} \psi(\phi_j) (1-2 e^{-\phi_j \Delta})^2 e^{-\phi t} & p/ t > 2\Delta \end{cases} \quad (32)$$

com

$$\psi(\phi_j) = \frac{1}{\phi_j^2 \Delta} \left[\frac{R}{dB/ds} \right]_{s=-\phi_j} \quad (33)$$

Montando as equações (19) e (32) na forma de uma série temporal infinita, tem-se:

$$t_1 = 0\Delta, 1\Delta, 2\Delta, \dots, 1\Delta, \dots$$

$$FR_0 = \left[\frac{R}{B} + \frac{dR/ds}{B\Delta} - \frac{R \cdot dB/ds}{B^2 \cdot \Delta} \right]_{s=0} + \sum_{j=1}^{\infty} \psi(\phi_j) e^{-\phi t} \quad p/ 1 = 1 \quad (34)$$

$$FR_1 = - \left[\frac{dR/ds}{B \cdot \Delta} - \frac{R \cdot dB/ds}{B^2 \cdot \Delta} \right]_{s=0} + \sum_{j=1}^{\infty} \psi(\phi_j) (1-2 e^{-\phi_j \Delta}) e^{-\phi t} \quad p/ 1 = 2 \quad (35)$$

$$FR_{1-1} = \sum_{j=1}^{\infty} \psi(\phi_j) (1-2 e^{-\phi_j \Delta})^2 e^{-\phi t} \quad p/ 1 \geq 3 \quad (36)$$

Quando se faz $R = 1 \rightarrow FR = Y$
 $R = D \rightarrow FR = X$
 $R = A \rightarrow FR = Z$

considerando-se, agora, uma situação em que as temperaturas variam dinamicamente ao longo do tempo, pode-se então representar estas variações através da superposição de pulsos triangulares de amplitude igual ao valor da temperatura em um dado instante, como representado na figura 6.

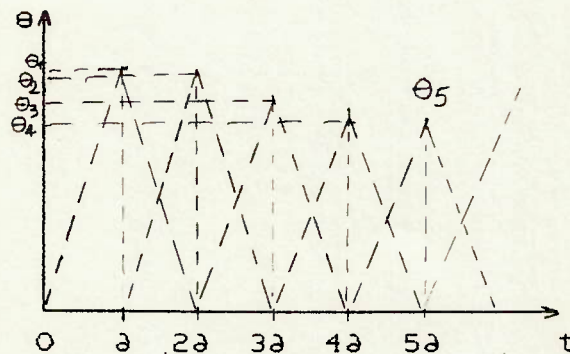


Figura 6: Representação de uma função temporal por pulsos triangulares

Então o fluxo de calor no instante t é dado pela soma dos fluxos, nesta superfície nos instantes anteriores:

$$(\varphi_1)_t = \sum_{j=1}^{\infty} (\varphi_1)_{t-j}, \text{ e escrevendo a equação (7) na sua forma}$$

"anti-transformada":

$$\begin{vmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_{N+1}^1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} D/B & -1/B \\ 1/B & -A/B \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \theta \\ \theta_{n+1}^1 \end{vmatrix} \quad (37)$$

, tem-se como forma final para os fluxos de calor nas superfícies 1 e $n+1$ (considerando-se as variações de temperatura nas duas superfícies):

$$(\vartheta_1)_t = \sum_{j=0}^{\infty} X_j(\vartheta_1)_{t-j} - \sum_{j=0}^{\infty} Y_j(\vartheta_{n+1})_{t-j} \quad (38)$$

$$(\vartheta_{n+1})_t = \sum_{j=0}^{\infty} Y_j(\vartheta_1)_{t-j} - \sum_{j=0}^{\infty} Z_j(\vartheta_{n+1})_{t-j} \quad (39)$$

Quando o valor de j é muito elevado, pode-se provar que os fatores de resposta térmica apresentam a seguinte propriedade:

$$\frac{X_j}{X_{j+1}} = \frac{Y_j}{Y_{j+1}} = \frac{Z_j}{Z_{j+1}} = RC = \text{razão comum} = \text{constante} \quad (40)$$

Como as equações (38) e (39) não estão dispostas de uma maneira prática para serem manipuladas, por empregarem somatórias infinitas, define-se os "fatores des resposta térmica modificados", dados por

$$\begin{aligned} X'_0 &= X_0 \\ Y'_0 &= Y_0 \\ Z'_0 &= Z_0 \end{aligned} \quad (41)$$

$$\begin{aligned} X'_1 &= X_1 - RC \cdot X_{1-1} \\ Y'_1 &= Y_1 - RC \cdot Y_{1-1} \\ Z'_1 &= Z_1 - RC \cdot Z_{1-1} \end{aligned} \quad (42) \quad p \geq 1 \quad X > 0$$

Com a aplicação destes "fatores modificados", as equações (38) e (39) se reduzem a:

$$(\vartheta_1)_t = (\vartheta_1)_{t-1} \cdot RC + \sum_{j=0}^N [X'_j(\vartheta_1)_{t-j} - Y'_j(\vartheta_{n+1})_{t-j}] \quad (43)$$

$$(\vartheta_{n+1})_t = (\vartheta_{n+1})_{t-1} \cdot RC + \sum_{j=0}^N [Y'_j(\vartheta_1)_{t-j} - Z'_j(\vartheta_{n+1})_{t-j}] \quad (44)$$

sendo N o número de fatores de resposta calculados até atingir-se a razão comum RC .

Anexo B

Descrição das edificações
tomadas como exemplo
para as simulações

A escolha dos sistemas construtivos utilizados na análise incidiu sobre aqueles que apresentam maior ocorrência em São Paulo, seja em termos de tipologia de projetos, seja em termos dos materiais empregados.

Assim, para os efeitos das simulações, foram adotados recintos padrões com as características descritas a seguir.

B.1 Geometria do Recinto padrão

- duas paredes expostas e duas internas;
- superfície exterior das paredes expostas com cores médias como por exemplo bege.
- uma porta de madeira situada numa das paredes internas, com área igual a $1,68 \text{ m}^2$;
- área do piso de 15 m^2 ;
- uma janela com vidro simples de 3 mm de espessura e área de 17% da área do piso;
- orientação da janela Oeste
- pé direito igual a 2,5 m;
- taxa de infiltração do ar exterior no ambiente igual a 1 Renovação do ar contido na sala por hora;

B.2 Características dos materiais e componentes

Na tabela B.1 São apresentadas as propriedades térmicas dos materiais empregados nas simulações.

Tabela B.1: Propriedades térmicas dos materiais

Material	k [W/(m.K)]	d (kg/m ³)	C [J/(kg.K)]
Argamassa de re - vestimento	1,0	1790	780
Blocos cerâmicos	0,8	1900	840
Concreto (laje ma- ciça e contrapiso)	1,9	2250	840
Madeira (painel de parede e forro de cobertura)	0,2	800	1630
Tacos (ipê, peroba)	0,23	1080	1256
Telhas de Barro	0,8	1300	840
Telhas de Cimento- Amianto	0,56	1600	1000
Tijolo de Barro	0,6	1750	840

k - condutividade térmica

d - densidade de massa

c - capacidade térmica específica

B.2.1 edificação "pesada"

- paredes externas em alvenaria de 1 tijolo maciço revestidas com argamassa de 2 cm de espessura nas duas faces.

- paredes internas em alvenaria de 1/2 tijolo maciço revestidas com argamassa de 2 cm de espessura nas duas faces.

- piso em contato com o solo, composto de 10 cm de contrapiso de concreto, revestido com tacos de madeira.

- laje de piso em concreto maciço de 10 cm, revestido com carpete de 7 mm de espessura.
- laje de cobertura em concreto maciço de 10 cm de espessura.
- telhado em telhas de barro, diretamente sobre a laje ou com espaço ático.

B.2.2 edificação "média"

- paredes externas em alvenaria de blocos cerâmicos de 14 cm de espessura, revestidas com 2 cm de argamassa nas duas faces.
- paredes internas em alvenaria de blocos cerâmicos de 9 cm de espessura, revestidas com 2 cm de argamassa nas duas faces.
- laje de piso mista em concreto e elementos cerâmicos, com 12 cm de espessura, revestida com carpete de 7 mm de espessura.
- laje de cobertura mista em concreto e elementos cerâmicos com 9 cm de espessura.
- telhado em telhas de cimento-amianto, com 8 mm de espessura, diretamente sobre a laje.

B.2.3 edificação "leve"

- paredes exteriores compostas por dois painéis em madeira maciça de 2 cm de espessura cada um, com um espaço de 5 cm entre os mesmos.

- paredes interiores compostas por dois painéis em madeira maciça de 1,5 cm de espessura cada um, com um espaço de 5 cm entre os mesmos.
- piso em contato com o solo, composto de 10 cm de contrapiso de concreto, revestido com tacos de madeira.
- cobertura com telhado em telhas de cimento-amianto de 8 mm de espessura e forro de madeira maciça de 12 mm de espessura.

Anexo C

**Planta e descrição do recinto
onde foram realizadas as medições**

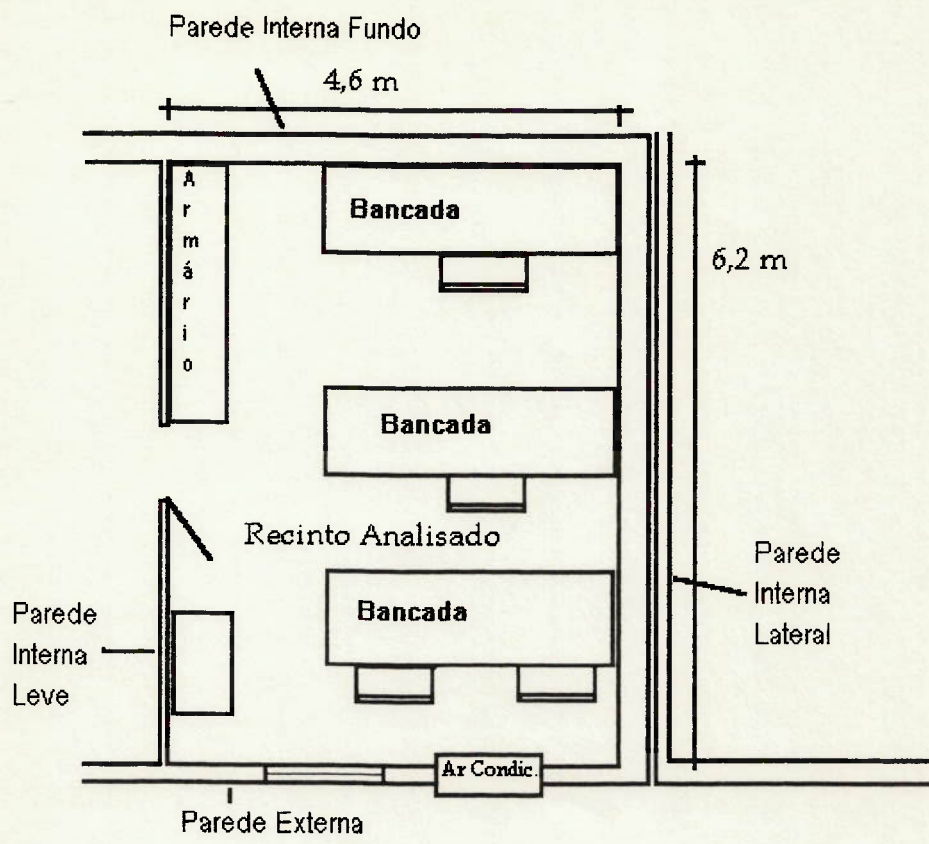


Figura: Planta esquemática do recinto onde foram realizadas as simulações.

C.1 Geometria do Recinto padrão

- uma parede exposta e três internas;
- superfície exterior das paredes expostas na cor vermelha-tijolos não revestidos.
- uma porta de madeira situada numa das paredes internas, com área igual a $1,68 \text{ m}^2$;
- área do piso de $29,1 \text{ m}^2$;
- uma janela com vidro simples de 3 mm de espessura e área de $1,44 \text{ m}^2$ da área do piso;
- orientação da janela Norte
- pé direito igual a 2,3 m;
- parede externa em alvenaria de 1 tijolo maciço revestida com argamassa de 2 cm de espessura na sua face interna
- paredes interna leve em divisória simples de madeira com 2 cm de espessura
- parede interna do fundo em alvenaria de 1 tijolo maciço revestida com argamassa de 2 cm de espessura em ambas as faces;
- parede interna lateral composta por alvenaria de 1 tijolo maciço revestida internamente com 2 cm de argamassa, espaço de ar de 10 cm e uma camada de 25 cm de concreto
- laje de piso em concreto maciço de 17 cm, revestida com placas vinílicas (paviflex)
- laje de cobertura em concreto maciço de 17 cm de espessura, revestida externamente com 2 cm de argamassa e internamente com forro de madeira de 1 cm.

C.2 Características dos materiais e componentes

Na tabela C.1 São apresentadas as propriedades térmicas dos materiais empregados nas simulações.

Tabela C.1: Propriedades térmicas dos materiais

Material	k [W/(m.K)]	d (kg/m ³)	C [J/(kg.K)]
Argamassa de re - vestimento	1,0	1790	780
Concreto (laje de cobertura e piso)	1,9	2250	840
Madeira (painel de parede e forro de cobertura)	0,2	800	1630
Tijolo de Barro	0,6	1750	840

k - condutividade térmica

d - densidade de massa

c - capacidade térmica específica

Anexo D

**Cadeia metrológica e cópia dos catálogos/manuais
dos equipamentos utilizados**

INMETRO-Brasil
NPL-Reino Unido
NIST-EUA

Padroes Primários Nacionais

IPT

Laboratório de Aferições e Avaliações
de Instrumentos e Medidas Elétricas -
Agrupamento de Tecnologia de
Equipamentos Elétricos

Multímetro digital 8 1/2 dígitos
Marca Datron Wavetek modelo 1281

IPT

Laboratório de Higrotermia e Iluminação
Agrupamento de Componentes e
Sistemas Construtivos

Fonte padrão de tensão e corrente CC
Marca Yokogawa - modelo 2554A

Registrador Híbrido programável
de tensão e temperatura
Marca Yokogawa - modelo HR2300

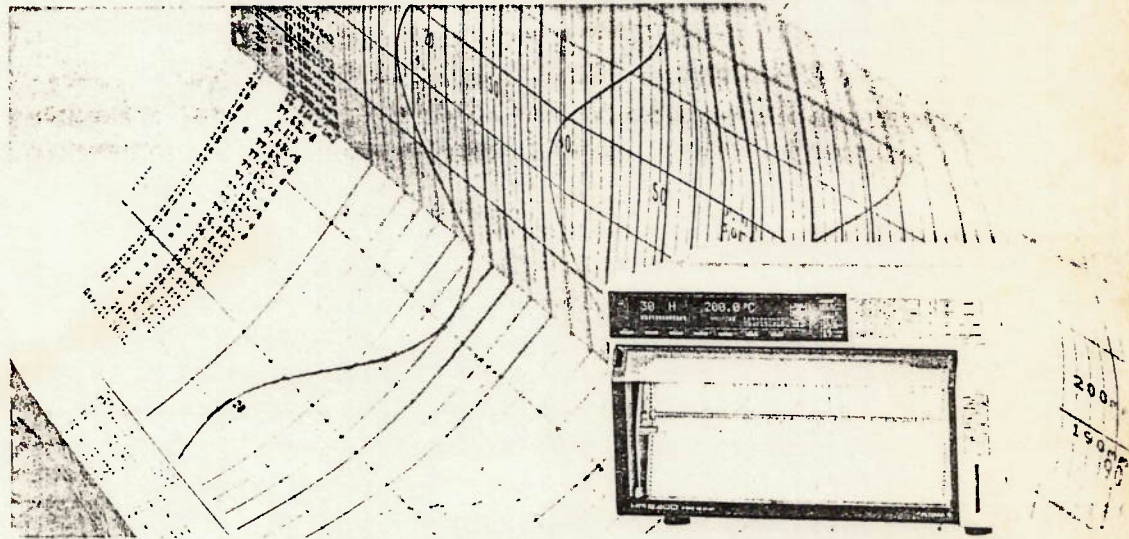
Termohigrógrafo
Marca R.Fuess - modelo 79t

Representação da rastreabilidade metrológica dos equipamentos utilizados

YOKOGAWA

High-speed scanning of 30 points/s
High-speed recording of 60 points/2 s
Ten-color analog traces

HR



HYBRID RECORDER HR 2300

SPECIFICATIONS

MEASUREMENTS

● Number of Inputs: Up to 20 or 30 points.

Input Types, Ranges, Accuracy and Resolution:

At 23 ± 2°C and 55 ± 10% R.H.
* Any of DC V, TC, RTD, and DI inputs can be selected for each input point.

Input Type	Range	Measurement (Digital display & printout)		Recording (Analog trend)				
		Accuracy	Resolution	Accuracy	Resolution			
DC V	20mV	±(0.05% of rdg + 5 digits)	1 μ V	±0.1% of span (not including measurement accuracy)	0.04% of span			
	60mV	±(0.05% of rdg + 2 digits)	10 μ V					
	200mV	±(0.05% of rdg + 2 digits)	10 μ V					
	2V	±(0.05% of rdg + 2 digits)	100 μ V					
	6V	±(0.05% of rdg + 2 digits)	1mV					
	20V	±(0.05% of rdg + 2 digits)	1mV					
TC	*1 R	+(0.05% of rdg + 1°C) R, S: 0 to 100°C ± 3.7°C 100 to 300°C ± 1.5°C B: 400 to 600°C ± 2°C	0.1°C	±0.1% of span (not including measurement accuracy)	0.04% of span			
	*1 S							
	*1 B							
	*1 K	±(0.05% of rdg + 0.7°C) -200 to -100°C ±(0.05% of rdg + 1°C)	0.1°C					
	*1 E	±(0.05% of rdg + 0.5°C) J, L: -200 to -100°C ±(0.05% of rdg + 0.7°C)						
	*1 J							
	*1 T							
	*2 L	±(0.1% of rdg + 0.7°C)	0.1°C					
	*2 U							
	*3 N	±(0.1% of rdg + 1°C)	0.1°C					
*4 W								
*5 KP vs Au7Fe	±(0.05% of rdg + 0.7K)	0.1K						
RTD	*6 Pt100 (1mA, 2mA)	±(0.05% of rdg + 0.3°C)	0.1°C	±0.1% of span (not including measurement accuracy)	0.04% of span			
	*6 JPt100 (1mA, 2mA)							
	*7 Pt50 (2mA)	±(0.05% of rdg + 0.3°C)	0.1°C					
	*8 Ni 100 (1mA)	±(0.05% of rdg + 0.3°C)						
	*8 Ni 120 (1mA)							
	*9 J263 *B	±(0.05% of rdg + 0.3K)	0.1K					
	Cu10 GE, L&N, WEED, BAILEY	±(0.2% of rdg + 0.7°C)	0.1°C					
						High-sensitivity model Pt100 (1mA) Pt100 (2mA) JPt100 (1mA) JPt100 (2mA)	±(0.05% of rdg + 0.3°C)	0.01°C
	Contact Status	Input signal: contact status, or DC V						

*1 R, S, B, K, E, J, T:
ANSI, IEC 584, DIN IEC 584
JIS C 1602-1981

*2 L: Fe-CuNi, DIN 43710
U: Cu-CuNi, DIN 43710

*3 N: Nicrosil-Nisil
IEC 584, DIN IEC 584

*4 W: W-5%Re-W-26%Re
Hoskins Mfg Co

● Reference Junction Compensation Error:
±1°C (R, S, B), ±0.5°C (K, J, E, T, N, W,
L, U, KP vs Au7Fe)

● Scan Cycle Time: 1 to 60s selectable (1,
2, 3, 4, 5, 6, 10, 12, 15, 20, 30, 60s).

● Scanning Rate: 60ms/channel.

● A-D Integration Time: 20ms (50Hz), 16.7
ms (60Hz), and 100ms (50/60Hz) are se-
lectable via an internal DIP switch.

● Input Impedance: More than 10M Ω on
2V or lower ranges and TC, Approx. 1M Ω
on 6V or higher ranges.

● Input Bias Current: Less than 10nA.

*5 KP vs Au7Fe: NBS Vol.76A

*6 Pt100: JIS C 1604-1989, JIS C 1606-1989
IEC 751, DIN IEC 751

JPt100: JIS C 1604-1989, JIS C 1606-1989

*7 Pt50: JIS C 1604-1981, JIS C 1606-1984

*8 Ni100: SAMA, DIN 43760

Ni120: McGRAW EDISON

*9 J263 *B (Pt-Co): YOKOGAWA

● TC Burnout Protection: 2k Ω or less
(normal), 100k Ω or more (open), current
approx. 6 μ A, detection pulse width approx
2ms, (ON or OFF selectable for each
channel).

● Temperature Coefficient: Zero drift; 0.01
% of range/°C, Full span; 0.01% of range/°C.

● Maximum Allowable Input Voltage: 60V DC.

● Maximum Common Mode Voltage: 250
Vrms AC.

● Common Mode Rejection: More than 120
dB (50 or 60Hz ± 0.1%).

● Normal Mode Rejection: More than 40 dB

(50 or 60Hz ± 0.1%).

PRINTOUT

● Printing Technique: Raster scan using a
wire-dot printer and a 10-color ribbon.

● Effective Recording Span: 250mm
(analog data).

● Chart: Z-fold chart (342.5mm × 30m) with
calibrated width of 250mm.

● Recording Colors: Analog data (TREND
mode) ... 10 colors (black, blue, navy blue,
green, yellowish green, purplish red,
brown, orange, red and purple). Color can
be specified for every channel. Digital data
(TREND mode) ... channel number,
measured data, date & time, chart speed
(black), alarm (ON mark: red, OFF mark:
blue), (LOG & LIST modes) ... all data
(purple).

● Recording Accuracy: Measurement accu-
racy + (±0.1% of effective recording span).

● Printout Format: Analog trend analog
trend + digital logging.

In the trend mode ... the following record-
ing is available.

Zone recording, partially expanded-scale
printout assignable for every points.

In the trend mode, recording can also be
turned ON/OFF in every channel for the
following items (panel setting). Analog
recording, measured value printing (1 to
4 rows), interpolation and moving average
recording.

● Chart Speeds: 1 to 1,500mm/h.

● Change of Chart Speed (Interval):

Chart speed or logging interval is changed
by remote control signals (optional) or
alarm occurrence.

● Print Cycle Time (Interval):

Analog recording interval in the trend
mode: FIX mode ... Recording interval
is same as measuring interval (data is
recorded every two scans in 1s scanning).
AUTO mode ... Recording interval is
determined in accordance with the chart
speed.

Digital recording interval in the trend
mode: MULTIPLE mode ... selectable each
channel from any of three values (1 min.
to 24 hours). SINGLE mode ... chart speed
and the number of recording lines auto-
matically determine digital interval.

Interval in the logging mode: MULTIPLE
mode ... Chosen and recorded from one of
three types of interval for every channel
(1 min. to 24 hours), SINGLE mode ...
Recorded at a determined interval.

● Chart Drive: Pulse motor drive.

● Chart Speed Accuracy: ±0.1% (for re-
cording longer than 1m).

● **Start Time:** Programmable for measurement (scan) and printing start time or T LOG interval.

● **Printout Mode:**

1. **NORMAL:** Printing starts when START/STOP switch turned ON and stops when switch is turned OFF.

2. **PRINT ON ALARM** (Either one of the following is settable): **TRIGGER mode:** Printing starts at set alarm *1 ON, and stops at START STOP switch OFF (set on shipment from the factory).

LEVEL mode: Printing starts at set alarm *1 ON, and stops at alarm OFF.

3. **CHART SP/INTVL CHANGE ON ALARM.** Chart speed interval changes at set alarm *1 ON, and restored at alarm OFF.

*1 ALL of the OR alarms or the set alarm.

● **Standard Printing Functions:** Engineering units (up to 6 alphanumeric), tag number (up to 7 alphanumeric), alarms (channel number, alarm type, and the time of alarm ON/OFF), scale markings (0-100%, 0-50%, 0-00%, or 20% steps), program list, manual, message (max. 16 characters), and header (80 characters × 5 lines).

DISPLAY AND CONTROLS

● **Type of Display:** Vacuum fluorescent display (5×7 dot matrix, blue), 2 lines (upper display...20 characters, larger size, lower display...28 characters, smaller size).

● **Data Display:** Measured data (channel number, alarm status, measured value, engineering unit), bargraph, clock, alarm status, relay status, programming data, battery status, and recording format (TREND LOG).

CALCULATION (STANDARD)

● **Scaling:** Range...DCV/TC/RTD, input range...each range within the measuring range, scaling range...-20000 to +20000, decimal point...freely settable.

● **Difference Calculation (ΔT):** Between any channels (within the same range).

● **Moving Average:** For every 8 scans (ON/OFF is selectable for every channel).

MEMORY CARD

● **Memory Data:** Setting data, measured data, communication input data and programmed parameter can be stored on memory card (accessories).

● **Memory Capacity:** 512, 256 or 64K bytes.

● **Data Length (common settings to all channels):** 500 / 1,000 / 2,000 / 4,000 / 8,000 / 16,000 (2,000 data channel, data length:

2 bytes / data).

● **Trigger Conditions:** In Writing...Chart end detection, alarm or external contact input (optional), In Reading...Alarm, external contact (optional).

● **Pre-Trigger:** 0 to 100% steps.

● **Output:** Outputs for communication and recording are possible.

● **Battery Backup:** Lithium battery, battery life (512K bytes...about 10 months, 256K bytes...about 3 years, 64K bytes...5 years).

GROUPING

● **Number of Group Programmings:** Up to 6 groups (programmable for range, alarm, printing format and tag number), channel logging...optional (MATII).

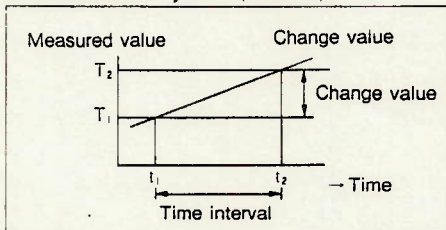
ALARMS

● **Number of Alarm Set Levels:** Up to 6 levels, channel.

● **Alarm Types:** High (H), low (L), high-rate of change (RH), low-rate of change (RL), delta high (ΔH), and delta low (ΔL).

*high-rate of change (time interval):

Measurement cycle × (1 to 15).



● **Recording:**

Trend mode: CH, No., alarm types, and ON/OFF times in the right margin.

Logging Mode: CH, No. and alarm types at the start of measured data.

● **Alarm Outputs (Optional):** Up to 12 points (internal), up to 60 points [separate case (s)]. AND or OR output as well as REFLASH output can be specified. REFLASH alarm output (500ms) using special internal alarm relay contact.

● **Alarm Acknowledgement:** Pressing the ACK key stops the alarm display flashing and resets the dedicated common relay output.

● **Alarm Reset:** Hold type relay output by pressing the RESET key.

● **Display:** The flashing display can be obtained for 30 point alarm statuses (ch. 1 to 30) + one common point for computing channels (ch. 31 to 60).

CONSTRUCTION

● **Mounting:** Desk-top or flush panel mounting (may be inclined up to 30° backward from vertical).

● **Dimensions:** Approx. 138 (W) × 266 (H)

× 415 (D)mm, (17-1/4 × 10-1/2 × 16-3/8).

● **Weight:** Approx. 15kg (33.0 lbs).

POWER REQUIREMENTS

● **Power Supply:** 90 to 250V AC (wide voltage range power supply), 50 and 60Hz (must be specified).

● **Power Consumption:** Approx. 110VA (230V).

NORMAL OPERATING CONDITIONS

● **Ambient Temperature:** 5 to 40°C (40 to 104°F).

● **Humidity Range:** 20 to 80% at 5 to 40°C.

● **Input Source Resistance:** Less than 2kΩ (DC V & TC inputs), less than 10kΩ wire (Pt 100Ω), less than 5Ω wire (Pt 50Ω), or less than 1Ω wire (Cu 10Ω).

GENERAL SPECIFICATIONS

● **Insulation Resistance:** More than 20MΩ at 500V DC between terminals and case.

● **Dielectric Strength:** 1,500V AC for one minute between power line and case, or 1,000V AC for one minute between contact output terminals and case, between measuring terminals and case, between measuring terminals.

● **Battery-Backup Memory:** Lithium battery, maintains all setting data for about 10 years.

● **FAIL Alarm:** FAIL lamp lights up when the recorder is in fail condition (FAIL output signal changes to non-inductive).

● **Chart End Detection:** When the chart reaches near its end, "CHART" appears on the display. When recording is automatically stopped, the recorder goes into the monitoring status, and the CHART END output relay is energized (transfer contact).

● **Clock:** With calendar function.

● **Key Lock:** KEY LOCK key used for locking setting entries.

● **Internal illumination:** Fluorescent lamp (optional).

● **Input Terminals:** Clamped input terminal block (standard) and screw input terminal block (optional).

● **Wiring:** The input terminal block can be removed from the mainframe for easier wiring.

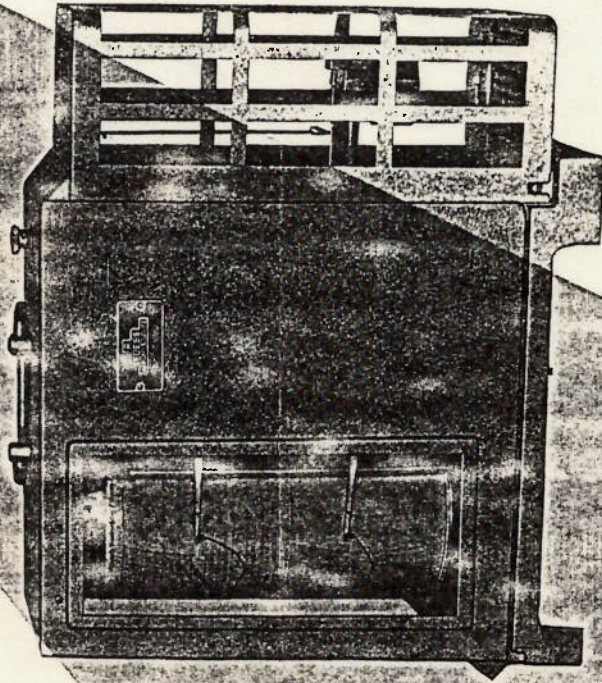
STANDARD ACCESSORIES

Chart...1 chart (30m), color ribbon...1 pc., fuse...1 pc. (1.25A), power supply cord...1 pc., rack mounting kit...1 pc.

R.
FUSS
BERLIN-STEGLITZ

142,0E

1420006



ThermoHygrograph 79t

Specifications:

No.
79t

Order No.

ThermoHygrograph in light grey and weatherproof lacquered metal case, with measuring elements arranged outside

Measuring extent 40 °C and 70 % rel. humidity:

measuring ranges for

temperature (°C): from 0 to +40

rel. humidity (%): from 30 to 100

drum rotation: 24 hours (paper feed 12,25 mm/h)

or 168 hours (paper feed 1.75 mm/h)

or with reversible clockwork from

24 hours to 168 hours (extra price)

or

Measuring extent 55 °C and 100 % rel. humidity:

measuring ranges for

temperature (°C): from -30 to +25

or -20 to +35

rel. humidity (%): from 0 to 100

or

Measuring extent 80 °C and 100 % rel. humidity

measuring ranges for

temperature (°C): from -45 to +35

or -35 to +45

or -25 to +55

rel. humidity (%): from 0 to 100

drum rotation: 1 day (26 hours, paper feed 11,2 mm h)

or 1 week (7 $\frac{1}{3}$ days, paper feed 1,67 mm h)

or with reversible clockwork from 1 day

to 1 week (extra price)

1420 001

1420 002

1420 003

Recording drum: 93,3 mm \varnothing , 186 mm high. Recording height: 2 x 80 mm, period of running: approximately 9 days. Case dimensions: 338x140x290 mm. Weight: 4.5 kg. Accessories: 1 set of recording charts (100 charts for daily rotation or 54 charts for weekly rotation), 2 spare pens with pen cleaner, 1 bottle of recording ink, 1 wetting cloth.

Additional parts

Equipment with limiting contacts:

with 1 contact, each, for temperature and humidity

with 2 contacts, each, for temperature and humidity

1420 011

1420 012

Spare parts

Spare drum with clock-drive:

for 24 hours rotation

for 168 hours rotation

for 1-day's rotation (26 h)

for 1-week's rotation (7 $\frac{1}{3}$ d.)

1420 111

1420 112

1420 101

1420 102

ALNOR AIR VELOCITY TRANSDUCER SYSTEM (avt)

model AVT 8620

model AVT 8630

FOR MEASURING LOW VELOCITY AIR FLOW

With the Alnor Air Velocity Transducer System (AVT) you can have permanently installed equipment to measure or record low air velocities. AVT employs the same constant current, heated thermocouple principle used by the Alnor Thermo-Anemometer. It's intended specifically for clean non-corrosive air at a temperature between $+20^{\circ}\text{F}$ and $+150^{\circ}\text{F}$.

The AVT system embodies the use of (1) a suitable transducer, (2) the AVT power supply, and (3) a means of reading or recording the output of the system. The transducers are of two general types: Type AVT 8620 which is used for applications where read-out is an Alnor deflection-type indicator and Type 8630 which is used when the application requires a potentiometric read-out. This latter type could be either a recorder or servo-indicator. Output of Type AVT 8630 transducers is 0-5 millivolts D.C. and is non-linear. They are furnished with calibration curves showing air velocity versus millivolt output. The standard insertion length is 6 inches with cable length of 5 feet. Other lengths available on special order.

The power supply (Type PS8600) is the same for both transducers. It is a constant power source designed specifically for Alnor AVT Systems. It operates from 115, 230 volts, 50/60 Hz.

RANGES AVAILABLE

SCALE	RANGES
Feet per minute	100 to 2000
	50 to 1000
	20 to 500
Meters per second	0.5 to 10.0
	0.25 to 5.0
	0.1 to 2.5

HOW TO ORDER

1. Specify type number and range.
2. Specify insertion length and cable length if non-standard (after consulting with Alnor Sales Engineer).
3. If deflection type indication is desired, specify Alnor N-11 AVM and cable distances between the power supply and the indicator.

