

São Paulo, 1992

Orientador: Prof Dr. Marcos de Mattos Pimenta

Dissertação apresentada ao Depto. de
Eng. Mecânica da Escola Politécnica
da USP para obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

Fontes Térmicas em Cabines
de Veículos Automotivos, sua Avaliação
e Efeito no Ambiente Interior
Volume 1

Eng. Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1988

FERNANDO STANCATO

FD-1308
V.1

BC

A meus pais

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Prof. Dr. Marcos Pimenta pela inestimável ajuda e orientação para conclusão deste trabalho.

Ao grande amigo Prof. Dr. José Maria S. Jabardo por ter me dado a oportunidade de realizar esta pesquisa.

A Mercedes-Benz do Brasil que financiou e fez possível a realização deste trabalho.

A todos os amigos da Mercedes Benz, que efetivamente realizaram parte deste trabalho, quer experimental, teórica ou administrativamente.

A todos os colegas e amigos que de um modo ou de outro ajudaram a realizar este trabalho.

RESUMO

Foi desenvolvido um programa para a simulação de cargas térmicas em cabines de veículos automotivos. Foram feitas experiências de campo para a avaliação das rotinas de cálculo de carga térmica por condução de paredes, vidros, compartimento de motor e de cálculo de radiação solar. O Programa calcula também as cargas térmicas referentes à pessoas, admissão de ar externo e motores e ventiladores internos. O Programa apresentou bons resultados com uma precisão menor que 5%. Foram feitos cálculos de cargas térmicas para situação de verão e inverno típicos. Na situação de verão, estudou-se a importância da rota, horário, pintura e cor de vidros nas cargas térmicas de condução e radiação solar pelos vidros. Rotas e horários diferentes podem variar estas cargas em até 225% e cores claras e vidros escuros as podem reduzir em até 30%.

ABSTRACT

A mathematical simulation model was developed to calculate the cooling loads in a cab.

Field experiments were conducted to evaluate the conduction cooling loads from walls, glasses, firewall and the solar radiation model. Precision less than 5% were gotten between model results and experimental data. Cooling loads from summer and winter typical situations were evaluated. In the summer situation, studies of the effects of the orientation of the cab, the time, the external paint and the tint of the glass in changing the conduction and solar radiation cooling loads, were conducted. Cab orientation and the time can change this cooling loads by 225% and light-colored paint and tinted glasses can reduce this cooling loads by 30%.

Conteúdo

1	INTRODUÇÃO	01
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	05
2.1	INTRODUÇÃO	05
2.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	05
3	MODELO	12
3.1	INTRODUÇÃO	12
3.2	RADIAÇÃO SOLAR	12
3.2.1	DEFINIÇÃO DE ÂNGULOS	13
3.2.2	IRRADIAÇÃO SOLAR TOTAL	14
3.2.3	PROPRIEDADES ÓPTICAS DOS VIDROS	16
3.3	TEMPERATURAS SUPERFICIAIS EXTERNAS	17
3.3.1	BALANÇO TÉRMICO	18
3.3.2	FLUXOS DE CALOR	19
3.3.3	COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO EXTERNA	22
3.3.4	EQUAÇÃO DA TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO DAS SUPERFÍCIES EXTERNAS	27
3.4	TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO DAS SUPERFÍCIES INTERNAS DO COMPARTIMENTO DO MOTOR, TSCs	29
3.4.1	INTRODUÇÃO	29
3.4.2	TROCAS TÉRMICAS	29

CONTEÚDO

3.5 CARGAS TÉRMICAS	32
3.5.1 CONDUÇÃO ATRAVÉS DE PAREDES E VIDROS	34
3.5.2 RADIAÇÃO SOLAR ATRAVÉS DAS PAREDES	35
3.5.3 PESSOAS	35
3.5.4 LUZES	36
3.5.5 VENTILADORES E MOTORES	36
3.5.6 INFILTRAÇÃO E VENTILAÇÃO	37
3.5.7 CONDUÇÃO ATRAVÉS DO COMPARTIMENTO DO MOTOR	38
4 CÁLCULO NUMÉRICO	39
4.1 INTRODUÇÃO	39
4.2 CÁLCULO DA RADIAÇÃO SOLAR	40
4.3 CÁLCULO DAS TSEs PARA SUPERFÍCIES OPACAS	41
4.4 CÁLCULO DAS TSEs PARA SUPERFÍCIES TRANSPARENTES	42
4.5 CÁLCULO DAS TSCs	42
5 EQUIPAMENTO	47
5.1 INTRODUÇÃO	47
5.2 EQUIPAMENTOS DE MEDIÇÃO	47
5.2.1 TERMOPARES	47
5.2.2 ANEMÔMETRO	48
5.2.3 PIRÔMETRO	49
5.2.4 PSICRÔMETRO	50
5.2.5 TACÓGRAFO	51
5.2.6 RADIÔMETRO	51

CONTÉUDO

52	5.3 REGISTRO DE DADOS	52
52	5.3.1 DATA LOGGER SQUIREL	52
53	5.3.2 DATA LOGGER FLUKE — PC-IBM	53
54	5.4 CALIBRAÇÃO DE TERMOPARES	54
6 MEDIDAS		
56	6.1 INTRODUÇÃO	56
56	6.2 OBJETIVOS	56
57	6.3 CARACTERÍSTICAS DA CABINE	57
58	6.4 CARACTERÍSTICAS DO COMPARTIMENTO DO MOTOR	58
59	6.5 TEMPERATURAS	59
60	6.5.1 TEMPERATURAS DO AR INTERNO E EXTERNO À CABINE	60
60	6.5.2 TEMPERATURAS SUPERFICIAIS EXTERNAS (TSES)	60
61	6.5.3 TEMPERATURAS PARA VERIFICAÇÃO DO MODELO DO COMPARTIMENTO DO MOTOR	61
62	6.5.4 FIXAÇÃO DOS TERMOPARES SUPERFICIAIS	62
63	6.5.5 TEMPERATURAS DO ASFALTO E DO TERRENO ADJACENTE	63
63	6.6 VELOCIDADE DO AR	63
63	6.6.1 VELOCIDADE DO AR EXTERNO	63
64	6.6.2 VELOCIDADE DO AR NO COMPARTIMENTO DO MOTOR	64
64	6.6.3 VELOCIDADES DO AR INTERNO JUNTO ÀS PAREDES	64
65	6.6.4 MEDIDA DE VAZÃO DE AR NO SISTEMA DE AR CONDICIONADO	65
65	6.7 RADIAÇÃO SOLAR	65
66	6.8 CRONOGRAMA DAS MEDIÇÕES	66
67	6.9 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	67

7 RESULTADOS E CONCLUSÕES 69

7.1 INTRODUÇÃO 69

7.2 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA ROTINA DE CÁLCULO DA RADIAÇÃO SOLAR 69

7.3 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS TSES 75

7.3.1 INTRODUÇÃO 75

7.3.2 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO DE CÁLCULO DAS TSES DAS PAREDES 75

7.3.3 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO DE CÁLCULO DAS TSE DO VIDRO 79

7.3.4 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO CÁLCULO DAS TSES DO ASSOALHO DO VEÍCULO 83

7.3.5 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO CÁLCULO DAS TSES DAS PAREDES PARA A CONDIÇÃO NOTURNA 85

7.4 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO CÁLCULO DAS TSCs 86

7.5 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA TOTAL 90

7.5.1 OBJETIVO 90

7.5.2 MEDIÇÃO DA CARGA TÉRMICA TOTAL 90

7.5.3 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA TOTAL PELO SIMULADOR DE CARGA TÉRMICA 93

7.5.4 COMPARAÇÃO ENTRE A CARGA TÉRMICA TOTAL MEDIDA E A CALCULADA 99

7.6 CÁLCULOS DE CARGA TÉRMICA PARA SITUAÇÃO DE VERÃO E INVERNO 99

7.6.1 INTRODUÇÃO 99

7.6.2 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE REFRIGERAÇÃO PARA SITUAÇÃO DE VERÃO 100

7.6.3 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE AQUECIMENTO PARA SITUAÇÃO DE INVERNO 105

7.7 CONCLUSÕES FINAIS 106

Apêndices

A	Coefficientes Experimentais da Função It	109
B	Programa "Simulador de Carga Térmica"	111
C	C.1 Características dos Cabos de Extensão	163
	C.2 Cópia do Catálogo do Anemômetro	166
	C.3 Cópia do Catálogo do Pirômetro	171
	C.4 Cópia do Catálogo do Data Logger Squirrel	178
	C.5 Tabela de Calibração dos Termopares	183
D	D.1 Memorial de Cálculo de Áreas	190
	D.2 Cálculo de Fatores de Forma	191
	D.3 Compartimento do Motor	196
	D.4 Figuras dos Pontos de Medição de Temperaturas no Interior do Ônibus 0371-RSD	197
E	E.1 Tabelas da Radiação Solar Medida, Calculada e Índice de Claridade	205
	E.2 Gráficos e Tabelas das TSEs Medidas	208
	E.2.1 Gráficos e Tabelas das TSEs medidas do teto, lateral esquerda, direita e teto	208
	E.2.2 Gráficos e Tabelas das TSEs vidros	219
	E.2.3 Gráficos e Tabelas das TSEs das paredes opacas em medição noturna	222
	E.2.4 Gráficos das TSEs do assalto	227
E.3	Registros do Tacógrafo	230

APÊNDICES

E.4 Gráficos das Temperaturas Relativas à Avaliação Experimental do Cálculo das TSCs232

E.4.1 Tabelas das Temperaturas do Cano de Escape, do Ar Interno ao Compartimento do Motor e das TSCs234

E.5 Diversas Medidas de Avaliação Experimental Global do Programa Simulador de Carga Térmica237

E.5.1 Cálculo da Vazão de Ar no Sistema de Ar Condicionado237

E.5.2 Cálculo da Vazão de Ar por Infiltração238

E.5.3 Gráficos da Temperatura do Ar em Diversos Locais na Cabine para a Avaliação do Cálculo da CTT239

E.6 Cálculo da Emissividade do Ar243

E.7 Coeficientes Ópticos dos Vidros Blindex244

E.8 Cálculo das Massas Interiores no Interior do Ônibus 0371-RSD245

E.9 Mapas do Trecho Realizado na Rodovia Castelo Branco e do Pátio da MBB247

Lista de Figuras

3.1 Índices de Claridade estimados para os EUA para localidades não industriais	15
3.2 Balanço térmico para o cálculo da TSE	18
3.3 Balanço térmico para a determinação das TSCs	29
3.4 Circuito elétrico analógico do modelo das superfícies do compartimento do motor	30
3.5 Cargas térmicas que atuam em um veículo	32
4.1 Diagrama de blocos estruturados para o cálculo da TSE para parede opaca	43
4.2 Diagrama de blocos estruturados para o cálculo da TSE para vidros	44
4.3 Diagrama de blocos estruturados para o cálculo das TSCs	45
4.4 Diagrama de blocos estruturados para o cálculo da radiação solar	46
5.1 Diagrama do psicômetro	50
5.2 Dimensões básicas do radiômetro	51
6.1 Dimensões básicas do ônibus 0371-RSD	57
6.2 Posição relativa da superfície escolhida do compartimento do motor com relação aos canos de escape	59
6.3 Fixação dos termopares das TSEs e da TSC	62
7.1 Radiação medida e calculada em trecho da rodovia Castelo Branco	71
7.2 Índice de Claridade calculado em trecho da rodovia Castelo Branco	71
7.3 Radiação medida e calculada com o veículo parado no pátio da MBB na direção de 145°	72

LISTA DE FIGURAS

7.4 Índice de Claridade calculado com o veículo parado no pátio da MBB na direção de 145°72

7.5 Radiação medida e calculada com o veículo parado na MBB na direção de 325°73

7.6 Índice de Claridade calculado com o veículo parado na MBB na direção 325°73

7.7 Parâmetros medidos para o cálculo da carga térmica total90

7.8 Distribuição das temperaturas do ar na cabine, medidas as 12:05 do dia 03/05/9192

D.1 Superfícies que compõem o compartimento do motor..... 186

D.2 Posições dos termopares para a medida das temperaturas do ar interior.....187

D.3 Localização dos pontos de medição das temperaturas do ar interior e psicômetro.....188

D.4 Localização dos pontos de medição das TSEs e dos pontos de insuflamento189

Lista de Tabelas

3.1 Constantes da eq (3-40) para superfícies horizontais e verticais [13]	26
3.2 Tabela de Grashof Crítico.....	27
6.1 Composição dos materiais das superfícies da cabine do ônibus 0371-RSD	58
6.2 Diversas situações a ser submetido o veículo.....	66
6.3 Diversas características das medições realizadas	67
6.4 Dados de programação dos data loggers.....	68
7.1 Locais, datas, horários e orientação do radiômetro em que foram medidas as radiações solares	70
7.2 Média e desvio padrão do índice de claridade para diversos horários.....	74
7.3 Absorvidades solares para diversas tintas	76
7.4 TSFs medidas, calculadas e as diferenças entre ambas.....	78
7.5 Médias e desvios padrões para diversos grupos de diferenças das TSFs....	79
7.6 Termopares escolhidos para fornecer as leituras das temperaturas do ar interno para diversos vidros.....	80
7.7 Vidros das TSFs medidas e coeficientes ópticos utilizados	81
7.8 TSFs medidas, calculadas e diferenças entre ambas	82
7.9 TSFs do assaolho, medidas e calculadas para diversas situações.....	84
7.10 TSFs das paredes medidas e calculadas para diversas situações noturnas	86
7.11 Velocidade do ar junto à superfície interna da superfície escolhida do comprimento do motor	88
7.12 TSC medidas, calculadas e as diferenças entre ambas	89

7.13	Diferenças entre as TSC medidas e a temperatura do ar no interior do comprimento do motor, T_{ar} , em função das diversas temperaturas dos canos de escape do motor, T_m	89
7.14	Carga Térmica por condução através de diversas superfícies	94
7.15	Carga térmica através da superfície do compartimento submetida à radiação térmica do motor	95
7.16	Carga térmica através de outras superfícies do compartimento do motor.....	95
7.17	Carga térmica de radiação solar através dos vidros	96
7.18	Potência dos Equipamentos	97
7.19	Cargas térmicas de resfriamento dos materiais internos à cabine	98
7.20	Componentes da Carga Térmica Total	98
7.21	Valores das Cargas Térmicas Totais medidas e calculadas	99
7.22	Diversas cargas térmicas da cabine do ônibus para diversos horários e direções do veículo na condição de verão.....	101
7.23	Cargas térmicas de condução através das paredes do outro ônibus para diversas cores e velocidades, calculadas para o veículo na direção de 45° às 08:00.....	102
7.24	Carga térmica por condução através dos vidros do ônibus (lateral esquerda, direita e frontal) para diversos tipos de vidros e velocidades, calculadas para o veículo na direção de 45° às 08:00	103
7.25	Carga térmica por radiação solar através dos vidros para diversos tipos de vidro, calculada para o veículo na direção de 45° às 08:00	103
7.26	Carga térmica por radiação solar e condução através dos vidros para diversos tipos de vidros, calculada para o veículo na direção de 45° às 08:00	103
7.27	Carga Térmica Total para a condição de máxima carga térmica parcial e seus respectivos componentes	104
7.28	Composição da Carga Térmica Total para situação de inverno.....	106
C.5	Calibração dos termopares	184

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Indicando uma tendência mundial, é possível notar a crescente preocupação dos usuários de veículos automotivos mais voltada a aspectos referentes a conforto interno do que aos de desempenho veicular.

Para atender estas exigências do mercado, a indústria automotiva na área de conforto térmico tem desenvolvido sistemas de climatização ou ventilação que propiciem níveis de conforto adequados.

Ao mesmo tempo, a necessidade de baixos níveis de consumo tem causado restrições quanto ao uso de opcionais de alto consumo energético como o ar condicionado. Isto tem exigido projetos mais criteriosos com componentes melhor dimensionados.

Na indústria de veículos pesados e equipamentos agrícolas o problema do conforto térmico é mais gritante. Além de possuir fontes térmicas que podem causar desconforto de um modo localizado, o pequeno espaço na cabine, a presença dos bancos e outros obstáculos à uma boa circulação de ar podem criar um tal quadro de desconforto, que facilmente levaria os ocupantes ao stress térmico. Neste caso, a segurança dos ocupantes e até do próprio veículo seria afetada.

Este problema foi claramente identificado e o grupo de pesquisa na área térmica da FPU SP passou a tentar sensibilizar os fabricantes automotivos nacionais. O Prof. Jabardo conseguiu junto à Mercedes-Benz do Brasil, MBB, o apoio no desenvolvimento de um projeto de pesquisa para a avaliação das fontes térmicas em cabines automotivas e seu efeito no ambiente interior. Depois de diversos estudos e extensa pesquisa bibliográfica, optou-se pelo desenvolvimento de um programa de simulação numérica que fornecesse os ganhos de calor e as temperaturas internas e externas da cabine sob a influência de diversas fontes térmicas da pesquisa. Designou-se o programa por Simulador de Carga Térmica, SCT.

As fontes térmicas que foram simuladas e que agem em um veículo automotivo são:

- ganho de calor por condução através das paredes e vidros;
- ganho de calor por radiação solar através dos vidros;
- ganho de calor através do compartimento do motor;
- ganho de calor por ocupação interna: pessoas;
- ganho de calor por equipamentos internos: luzes e motores internos de ventilação;
- ganho de calor por entrada de ar externo.

O programa é formado por diversas rotinas, sendo algumas delas de cálculo e outras para comunicação com o usuário. Uma das rotinas calcula a radiação solar incidente sobre uma superfície em função da localização geográfica, data, hora e orientação da superfície. Esta sub-rotina é utilizada em outros dois procedimentos. Um deles calcula o ganho de calor por condução através das paredes (teto, lateral esquerda e direita, parede traseira e assoalho). A outra calcula os ganhos de calor de irradiação solar pelos vidros. Esta rotina calcula também as propriedades ópticas dos vidros em função do ângulo de incidência dos raios solares e outros dados levantados para diversos vidros da fábrica Blindex.

Superfícies a alta temperatura tais como canos de descarga de gases e a elevada temperatura do ar no interior do compartimento do motor, podem causar níveis indesejáveis de temperatura interna na cabine. O próprio motor se configura como mais uma fonte térmica veicular, e o programa possui uma rotina de cálculo das temperaturas e dos ganhos de calor através do compartimento do motor.

Os demais ganhos de calor são calculados segundo uma metodologia do ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.).

O programa ainda possui uma rotina para cálculo de propriedades psicrométricas do ar interior e exterior com correção para qualquer pressão através da pressão local ou altitude.

O programa tem, assim, uma série de capacidades, tanto relativas a projetos como ao desenvolvimento em áreas ligadas a conforto térmico veicular.

Na área de projeto, permite uma grande flexibilidade de dimensionamento de sistema de ar condicionado/aquecimento para diversos dias do ano, localidades, rotas, velocidades, e condições exteriores. Nesta mesma área, pode-se avaliar a vantagem ou não de se mudar parâmetros tais como cor externa, isolamento ou

vidros. Mudanças de parâmetros geométricos como inclinações e áreas dos vidros também podem ser avaliadas na adequação do veículo a sistemas de determinada faixa de capacidade disponíveis em fábrica.

É possível, também, chegar na temperatura de equilíbrio interna média do veículo, caso seja conhecida a capacidade do sistema. O programa funcionará como um pré-avaliador experimental mostrando se o sistema é adequado ou não ao veículo. Esta capacidade do programa permite que os testes experimentais fiquem para verificações outras: distribuições de temperaturas, avaliação do sistema de controle de temperatura interna, pressões no sistema de refrigerante, etc...

Indicando locais a alta temperatura superficial interna como paredes comunicantes com o do compartimento do motor, o programa permite o estudo e avaliação de alternativas de isolamento térmico ou a colocação de blindagem de radiação ou o insuflamento de ar externo na região.

Todas estas potencialidades do simulador trará para a indústria automotiva benefícios como:

- Ciclos de dimensionamento mais curtos;
- Maior economia com gastos envolvidos nas experiências, tanto em homens-hora como em equipamento;
- Menor envolvimento de pessoal no desenvolvimento, liberando-os para atividades mais importantes;
- Certa independência de fatores externos atmosféricas como temperaturas externas ou radiação solar, dando assim a capacidade de uma pré-avaliação de um sistema na ausência de tais condições;
- Liberdade de tempo e espaço nas pré-avaliações podendo-se verificar problemas e adiantar em meses soluções que somente iriam ser percebidas em testes em uma determinada estação do ano ou em localidade muito distante;
- Melhorias na qualidade.

O programa de simulação foi testado frente a alguns ensaios experimentais. Os dados encontrados na literatura se mostraram de pouca quantidade e incompletos. Resolveu-se então aproveitar uma avaliação experimental que seria feita para se avaliar um sistema de ar condicionado em um ônibus rodoviário da MBB. Nesta avaliação, foram adicionados alguns pontos de medição de temperatura, principalmente temperaturas superficiais exteriores das paredes e vidros (TSEs).

Foram realizadas 4 experiências para verificação de algumas rotinas do

Programa:

- 1) Medição das TSEs para diversas condições de velocidade, radiação solar e temperaturas exteriores para avaliação da rotina de cálculo de ganho de calor por condução.
- 2) Medição da radiação solar incidente em uma superfície para algumas orientações e diversos horários para avaliação da rotina de cálculo de radiação solar.
- 3) Medição de uma temperatura superficial interna do compartimento do motor (TSC) para avaliação da rotina de cálculo de ganho de calor por este compartimento.
- 4) Medição da carga térmica no sistema de ar condicionado do ônibus em uma determinada condição para se avaliar o programa globalmente.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 INTRODUÇÃO

O estudo do conforto térmico e das cargas térmicas associadas a veículos tem aparecido na literatura em anos mais recentes.

Foi realizada uma extensa pesquisa bibliográfica entre os anos de 1950 a 1989. Foram pesquisados artigos que tratassem de alguma forma de fontes térmicas em cabines de veículos automotivos e temas correlatos, como por exemplo, o aspecto de conforto térmico.

O cálculo de ganho de calor não tem sido objeto de muitos estudos. Ruth [5] é o único pesquisador que analisou e apresentou cálculos de ganho para veículos. Normalmente, o sistema de refrigeração tem merecido maior destaque.

São comentados, portanto, de um modo crítico e cronológico, os artigos que trataram de ganho de calor em cabines de veículos. No final do capítulo, são comentados os tópicos da literatura que necessitariam de um modelamento mais adequado.

2.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os artigos mais antigos visam simplesmente o dimensionamento do sistema de ar condicionado e os mais recentes, um dimensionamento um pouco mais criterioso, visando assim, uma maior economia no consumo de combustíveis.

Em 1966, Coulson [1] apresenta um artigo bastante claro, ordenado e conciso onde mostra com detalhe como escolhe os diversos elementos do sistema de

aquecimento e refrigeração de um veículo. Apresenta também os testes destes sistemas, bem como os seus resultados quando instalados em bancadas e nos veículos. Além disto, comenta acertadamente como se promover uma boa circulação de ar interno à cabine e faz uma discussão das vantagens e desvantagens de diversos modos de controles para sistemas de aquecimento e refrigeração.

Embora muito bem escrito, é pouco criterioso no cálculo da carga térmica. Comenta que usará um fator 'K' que chama de 'coeficiente de ganho do veículo' que leva em conta as conduções pelas paredes, os ganhos de radiação solar e os ganhos pelo compartimento do motor. Multiplica esta constante pela diferença de temperaturas do ambiente interno e externo e obtém assim a carga térmica dos fatores acima mencionados.

A carga térmica por infiltração, ele a calcula separando carga latente e sensível. Ele simplesmente admite um valor para a vazão de ar de infiltração. Para um valor mais preciso, esta vazão deveria ser melhor estimada talvez com um cálculo mais elaborado.

Admite um valor, que concorda com a literatura, para a carga térmica por pessoa, mas não a divide entre carga térmica latente e sensível, sendo isto desejável em um cálculo mais elaborado.

Em 1968, André Gac [2] apresenta um artigo onde pretende mostrar a importância das trocas térmicas por radiação para determinação das temperaturas das superfícies opacas externas de veículos para, assim, se determinar corretamente os ganhos de calor por condução através das paredes.

Para isto, ele inicia o seu artigo revisando alguns conceitos básicos sobre a troca de calor por radiação. Faz, então, um balanço térmico dos diversos fluxos de calor que agem na parede: radiação solar, radiação atmosférica, radiação emitida pela superfície e as trocas de calor por condução e convecção. Escreve, então, as equações resultantes do balanço para duas situações: noturna e diurna. Para as paredes, considera uma emissividade para comprimentos de onda longo (infravermelho), ϵ_e , e uma emissividade para comprimentos de onda curta, ϵ_s (radiação solar). Após isto, começa a detalhar o cálculo de cada fluxo.

Com relação a radiação solar, ele simplesmente comenta que pode ser adquirida através de um pirômetro e apresenta um gráfico que indica os valores de insolação (radiação solar incidente) para paredes verticais e horizontais para 4 orientações no verão a uma latitude de 50° . Para um cálculo mais preciso, o valor da insolação deveria ser melhor calculado em função do dia do ano, localização geográfica, hora local e orientação da parede.

A radiação atmosférica é calculada como a de um corpo a temperatura do ar ambiente com fator de forma superfície-atmosfera igual a 1 e com emissividade entre 0,70 e 0,80, que são valores bastante próximos aos reais.

Considera a radiação emitida pela superfície do mesmo modo que a anterior, com uma emissividade para a faixa do infravermelho.

Apresenta uma correlação única para a determinação do coeficiente de convecção, h_e , em função da velocidade do veículo (velocidade do ar). Para um cálculo mais elaborado, este coeficiente de convecção poderia vir das correlações de camada limite para placas planas isotérmicas, com mudanças de correlação caso o escoamento fosse turbulento ou laminar. Para o caso do veículo parado, poderia se usar correlações para convecção natural em um cálculo reiterativo, já que esta é função de Gr , que depende da temperatura de equilíbrio da superfície.

Apresenta então as emissividades E_s e E_e para 6 graduações de cinza, do branco ao preto fosco, obtidas pelo autor.

Então, para 5 temperaturas ambiente e 5 valores de insolação, é apresentada uma tabela das temperaturas superficiais de equilíbrio para 3 níveis de convecção ($h_e=0$, parado e em velocidade) para 3 superfícies com emissividades solares diferentes (0,30;0,65;1). Através desta tabela é possível se verificar a importância das absorvidades solares no cálculo de ganho de calor por condução para o ambiente interior, principalmente para veículos parados. Embora os cálculos tenham sido somente para paredes horizontais, por terem apresentado, pelo menos aparentemente, bons resultados, a metodologia apresentada poderia ser facilmente estendida para paredes opacas verticais e vidros. Algumas comprovações experimentais poderiam ser feitas sem grandes dificuldades.

Em 1973, Hosler [3] apresenta em seu artigo as linhas mestras para se determinar a aceitabilidade do ambiente de uma cabine com relação às temperaturas internas. Para isto, ele apresenta a carta de conforto da ASHRAE e sugestões de locais de medição da temperatura do ar. Apresenta também especificações de projetos para o sistema de ventilação, refrigeração e aquecimento. No final do artigo, Hosler apresenta os cálculos de carga térmica segundo "Handbook of Fundamentals", 1972, da ASHRAE.

O cálculo por condução é feita multiplicando-se a área da superfície pela diferença de temperatura do ar interno e externo e dividindo-se pela soma das resistências térmicas de convecção interna, externa e pela resistência de condução das paredes. Comenta que, para paredes isoladas com poliuretano ou outros materiais isolantes, a carga térmica por condução fica pequena e que, para os vidros,

que tem uma resistência térmica pequena, o ganho é alto. Comenta que painéis próximos ao compartimento do motor ou da caixa de transmissão podem apresentar ganhos de calor significativos pela alta diferença de temperatura do ar interno e externo. Na verdade neste caso, para um cálculo mais apurado, deveria se levar em conta as trocas de calor por radiação destas superfícies com as superfícies aquecidas do motor, principalmente do sistema de exaustão de gases que são as partes que geralmente apresentam maior temperatura. Deveria-se, assim, se fazer um balanço térmico sobre a superfície que vê o motor para se determinar a sua temperatura, do mesmo modo que Gac faz para superfícies sob radiação solar.

Considera a carga térmica solar como o produto da radiação solar direta normal, I_{dn} pelo cosseno do ângulo de incidência dos raios solares na superfície, θ , pela área e absorvidade da parede ou transmissão do vidro. Embora não completo, já aparece um primeiro modelo de radiação solar.

Hosler admite como carga térmica, CT, transferida para o meio toda a radiação solar absorvida por paredes opacas. Melhor é admitir a radiação absorvida como um termo de balanço para o cálculo de ganho por condução, já que uma boa parte desta é transferida por convecção para o lado externo da parede, conforme artigo anterior.

Como carga térmica por infiltração, o autor considera o produto da vazão de ar exterior e do ar que deixa o evaporador, I_{m} . Não se deve tomar a entalpia I_{m} , pois esta é usada para o cálculo da CT na serpentina do evaporador e não no ambiente. Considera como CT "diversas" o valor da CT do operador e dos motores de ventilação. Considera acertadamente que válvulas hidráulicas e reservatórios de óleo na cabine podem contribuir ligeiramente para a CT total.

Em 1975, Lemke [4] apresenta um artigo onde mostra um teste com um ônibus para a avaliação do sistema de ar condicionado. Apresenta também valores para as diversas cargas térmicas e os critérios usados para calculá-las. Baseará os seus cálculos na referência [8].

Para a CT por pessoas usará o valor de 117W por pessoa (88W de calor sensível e 29W latente) referente a pessoa sentada em repouso.

Para o cálculo do ganho de calor por insolação pelo vidro usará um fator chamado "fator de calor solar" que leva em conta a localização geográfica (latitude, longitude, zonas horárias), a hora local, o dia do ano e as orientações do

vidro. Embora no artigo esteja especificado a localidade, a hora local e a data admitida, não é descrita qual a orientação dos vidros, ou a orientação do ônibus, fator que influencia bastante no "fator de ganho de calor solar".

Este fator é corrigido por um "fator de sombreamento" que leva em conta a transmitividade do vidro.

Para o ganho de calor por condução, é usado um valor experimental do coeficiente de transferência global de calor, U . O artigo deveria deixar mais claro para que condições foi obtido o valor de U pois este deveria variar bastante com as condições de insolação.

Para a ventilação, a vazão de ar externa é tomada como função de um mínimo necessário para cada passageiro estabelecido pela ASHRAE.

Também em 1975 aparece um artigo de Douglas W. Ruth [5] onde é comentado um modelo matemático de simulação de ganhos de calor para automóveis. Calcula as CT para três tipos de veículos e no final faz uma análise das cargas térmicas mais importantes.

Admite como uma das cargas térmicas o calor de resfriamento do interior do veículo. Esta CT é calculada como o produto dos calores específicos e as massas do ar interior e do revestimento interno pela diferença de temperatura antes e depois do resfriamento, dividida pelo intervalo de tempo de resfriamento.

O cálculo da CT por insolação pelos vidros é feita pelo produto do valor da insolação incidente no vidro, G_i , a transmitividade, e sua área. É apresentada uma fórmula de G_i em função da localização geográfica, do dia do ano, hora local e orientação da parede.

O ganho de calor por condução é calculado pelo produto da área da parede, a diferença de temperatura ambiente interna e externa e o inverso da resistência térmica. A resistência térmica é calculada em função dos materiais apresentados que compõem a parede. Mais uma vez, é esquecida a influência da insolação nas superfícies opacas que podem mudar drasticamente os valores calculados.

A CT de infiltração é calculada de acordo com um método da ASHRAE (método das fendas) e a CT de ventilação e pessoas do mesmo modo que o artigo anterior.

Para a CT de equipamento, admite o valor de 53W.

Vale a pena comentar que o autor calcula o ganho de calor para o interior da cabine simplesmente elevando a temperatura exterior. Para um cálculo mais preciso, este cálculo deveria ser melhor elaborado, conforme comentado anteriormente.

Em 1982, Johnson [6] comenta a evolução dos sistemas de climatização de cabines de caminhões. No final do artigo, é colocado um apêndice onde é calculada a carga térmica de refrigeração e aquecimento para uma cabine.

Baseada na metodologia ASHRAE [9] o cálculo apresenta algumas deficiências. O ganho de calor por condução e radiação solar é feito do mesmo modo que a referência [3] admitindo, como comentado anteriormente, que toda a radiação solar absorvida pelas paredes opacas são transferidas como carga térmica para o interior.

O modelo de insolação é um pouco melhor que os anteriores. Inclui a radiação difusa do céu e a refletida no solo, embora admita um valor da radiação direta norma, I_{dn} , e do fator da radiação difusa, C , valores fixos, quando é sabido que eles variam com a latitude, hemisfério, hora local e dia do ano. O cálculo de ganho por infiltração, pessoas e os ganhos de calor via motor é feito do mesmo modo que o artigo anterior.

Finalmente em 1986 surge um artigo [7] onde é apresentado um método numérico para a determinação das temperaturas ambiente interiores de veículos com ventiladores movidos a energia solar. Para isto, é necessário o cálculo de ganho de calor para dentro da cabine. A CT por insolação pelos vidros é calculada com a mesma metodologia do artigo anterior. Em vez de usar os "fatores de sombreamento" da ASHRAE no cálculo da CT solar pelos vidros, usa o valor da transmitividade do vidro em função do ângulo de incidência da insolação direta e de outras propriedades do vidro. O ganho de calor por condução pelas paredes não fica claro como é admitida. Os balanços térmicos são incompletos e as relações dos fluxos de calor são confusas. Não considera a energia solar absorvida pelo vidro no cálculo por condução pelos vidros, que, para vidros de baixa transmitividade, é de grande importância.

Portanto, da revisão bibliográfica, se pode notar que para um cálculo de ganho de calor para uma cabine condicionada são necessários os seguintes avanços:

- 1) Melhor cálculo por condução através de superfícies opacas, determinando-se as temperaturas superficiais exteriores, TSEs, para posterior cálculo de CT por condução;
- 2) Cálculo de ganho de calor por condução através de vidros mais criterioso calculando-se também as TSEs dos vidros, levando-se em conta a absortividade do vidro em função do ângulo de incidência da insolação e das propriedades ópticas dos vidros;
- 3) Cálculo de ganho de calor por radiação solar através dos vidros levando-se em conta as propriedades ópticas dos vidros;
- 4) Uso de um modelo de radiação solar com variáveis de entrada gerais: qualquer localização, qualquer dia do ano, horário e orientação da superfície;
- 5) Cálculo de ganho de calor levando-se em conta a troca de calor do compartimento do motor por radiação com o motor, convecção com o ar externo e condução para o interior da cabine.

Capítulo 3

MODELO

3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo foram descritos os modelos usados no nosso programa de cálculo de carga térmica. É explicado o modelo de irradiação solar e como foram obtidas as propriedades óticas dos vidros. A seguir é descrito como se calculou as diversas TSEs e as TSCs. No final são mostrados os modelos de carga térmica admitidos.

3.2 RADIAÇÃO SOLAR

Como mostrado no capítulo anterior, a maioria dos artigos pesquisados usaram modelos de irradiação solar da ASHRAE [4], [6], [3] ou semelhantes [7], [5]. Posata, do agrupamento da área de Energia e Fluidos do Professor Jabardo desenvolveu uma metodologia de cálculo e um algoritmo baseado também na metodologia ASHRAE conforme "Handbook of Fundamentals, 1982" [9]. Posata, em seu trabalho [11], calcula as características óticas de 29 vidros fabricados pela Blindex. Baseados nestes resultados [11], desenvolveu-se um programa para o cálculo da irradiação solar e usou-se as propriedades óticas obtidas. Neste item são apresentados os fundamentos deste cálculo e de como foram obtidos as propriedades óticas.

3.2.1 Definição de Ângulos

a) Ângulos Terrestres

— Declinação, δ : é definida como o ângulo formado por uma linha que liga a Terra com o Sol e o eixo de rotação da Terra. É função do dia do ano.

— Hora solar aparente, HSA: é a hora solar real. A hora civil local é a hora mantida constante ao longo de uma zona horária. A hora solar varia ao longo da zona horária dependendo assim da longitude. Depende também de um fator chamado "Equação do Tempo" (ET) que é uma variação na Rotação da Terra ao longo da trajetória.

Assim a Hora Solar Aparente pode ser calculada por:

$$\text{HSA} = \text{TCL} + \text{ET} - (\text{LON} - \text{MPL})/15 \quad (3-1)$$

onde:

TCL = hora civil local;

ET = equação do tempo;

LON = longitude;

MPL = meridiano de referência do fuso local = $0,2618 \text{ TZN}$;

TZN = zona horária local.

b) Ângulos Solares e das Superfícies

- Ângulo Horário, H, é aquele formado pela normal da superfície e a direção Terra-Sol. $H = 15 \cdot (\text{HSA} - 12)$
- (3-2) — Altitude Solar, β , é o ângulo entre o plano horizontal e o raio solar.
- Azimute Solar, ϕ , é o ângulo formado pela projeção do raio solar no plano horizontal e a direção norte-sul.
- Inclinação da Superfície, Σ , é o ângulo entre a superfície e o plano horizontal (0 para superfícies horizontais, 90° para superfícies verticais).
- Azimute da Superfície, ψ , é o ângulo entre a projeção da normal da superfície no plano horizontal e a direção norte-sul a partir do sul e, $\psi > 0$ para o oeste e $\psi < 0$ para o leste.
- Ângulo de Incidência, θ , é o ângulo entre o raio solar e a normal à superfície.

Pode-se escrever as seguintes relações entre os ângulos acima citados:

$$\text{sen}(\beta) = \cos(\text{LAT}) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(H) + \text{sen}(\text{LAT}) \cdot \text{sen}(\delta); \quad (3-3)$$

$$\cos(\phi) = \cos(\delta) \cdot \text{sen}(H) / \cos(\beta); \quad (3-4)$$

$$\cos(\theta) = \cos(\beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \text{sen}(Z) + \text{sen}(\beta) \cdot \cos(Z). \quad (3-5)$$

onde:

LAT = Latitude da localidade.

3.2.2 Irradiação Solar Total

A irradiação solar total, I_t , energia térmica transferida por radiação para a Terra que atinge qualquer superfície, é composta de três componentes:

- Irradiação direta, I_D ;
- Irradiação difusa do céu, I_d ;
- Irradiação refletida, I_r .

Assim:

$$I_t = I_D + I_d + I_r \quad (3-6)$$

a) Irradiação direta, I_D :

A irradiação direta pode ser calculada por:

$$I_D = I_{dn} \cdot \cos\theta \quad (3-7)$$

onde I_{dn} é a radiação solar direta incidente em uma superfície normal à direção dos raios solares e calculada por:

$$I_{dn} = A \cdot e^{(-B/\text{sen}\beta)} \quad (3-8)$$

onde A corresponde a radiação solar para uma massa de ar nula e é função do dia do ano, pois depende principalmente da variação da distância Terra-Sol.
 O parâmetro B está ligado à distância que o raio solar deve percorrer na atmosfera. Assim, no verão, esta distância é menor que no inverno e, portanto, B depende do dia do ano e do hemisfério.

Deve-se notar que esta distância também depende da altitude solar (menor é a distância ao meio-dia que no final da tarde), estando, assim, justificada a presença da altitude solar (β) junto do parâmetro B.

A ASHRAE [10] recomenda que a equação (3-8) seja multiplicada por um fator de correção chamado 'índice de claridade', Cl , já que os parâmetros A e B foram levantados para uma determinada atmosfera [11] necessitando corrigir a equação (3-8) para outras localidades.

A ref [10] apresenta a figura abaixo mostrando dados de Cl já levantados para todo o território dos Estados Unidos.

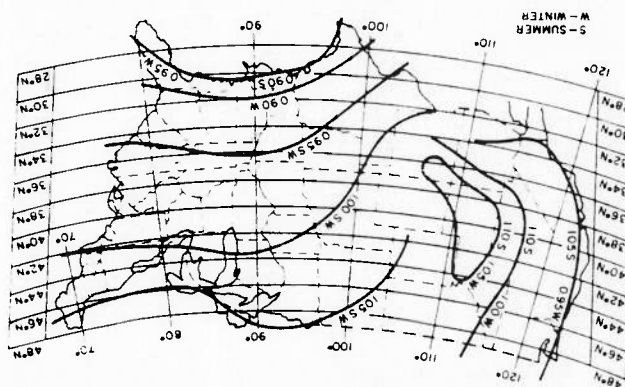


Figura 3.1 Índices de Claridade estimados para os EUA para localidades não industriais.

Como se poderá perceber mais adiante, o fator I_{dm} corrigido pelo índice de claridade participa das três componentes da irradiação total (direta, difusa do céu e refletida). Por este fato, um modo de se determinar o índice de claridade para uma localidade, é através da razão da irradiação total medida pela irradiação total calculada.

Os valores de A e B da equação (3-8) são experimentais e são calculados através de polinômios de senos e cossenos listados no apêndice A.

b) Irradiação Difusa do Céu, I_d :

A irradiação solar ao passar pela atmosfera acaba sendo difundida por partículas de poeira e pelas moléculas do ar. Ela pode ser calculada por:

$$I_d = C \cdot I_{dm} \cdot F_{sc} \quad (3.9)$$

onde:

C = fator de irradiação difusa do céu, obtido experimentalmente em função do dia do ano e do hemisfério.

F_{sc} = fator de forma entre a superfície e o céu;

$$F_{sc} = (1 + \cos \Sigma) / 2$$

(3-10)

c) *Irradiação refletida, I_r :*

Com caráter também difuso, é composta da reflexão por parte do solo tanto da radiação direta como da radiação difusa do céu. Pode ser calculada por:

$$I_r = p_s \cdot F_{ss} \cdot (C \cdot I_{dn} + I_{dn} \cdot \text{sen} \beta) \quad (3-11)$$

onde:

p_s = refletibilidade do solo = 0,2 [10];

F_{ss} = fator de forma entre a superfície e o solo = $(1 - \cos \Sigma) / 2$ (3-12)

3.2.3 Propriedades Ópticas dos Vidros

Os ganhos de calor do ambiente por condução e irradiação solar através dos vidros, dependem não só da radiação solar mas também dos coeficientes ópticos dos vidros. A sua correta avaliação levará a uma correta estimativa das cargas térmicas pelos vidros.

Entende-se por propriedades ópticas dos vidros as suas absortividades, refletividades e absortividades para radiações nos comprimentos de onda da luz solar.

Quando um raio de luz passa através de um vidro, ela sofre inúmeras reflexões internas. A cada reflexão uma fração de sua energia é absorvida sendo esta fração função do ângulo de incidência do raio de luz, do índice de refração, da espessura e de um fator de extinção do vidro. Assim, as propriedades ópticas dependem destes fatores. Sabendo-se o índice de refração, a espessura e o fator de extinção é possível se determinar como as propriedades ópticas variam em função do ângulo de incidência da luz solar (θ).

Posata, então, adotando um índice de refração e medindo experimentalmente para 29 vidros da Blindex os coeficientes de extinção, através de um método

matemático, consgue os valores de absorvidade e transmissividade em função do angulo de incidencia θ :

— para radiação direta:

$$\tau_D = \sum_{j=0}^J t_j \cdot \cos^j \theta \quad (3-13)$$

$$\alpha_D = \sum_{j=0}^J a_j \cdot \cos^j \theta \quad (3-14)$$

— para radiação difusa:

$$\tau_D = \sum_{j=0}^J t_j \cdot \left(\frac{j+2}{j} \right) \quad (3-15)$$

$$\alpha_D = \sum_{j=0}^J a_j \cdot \left(\frac{j+2}{j} \right) \quad (3-16)$$

Posata chama os termos a_j e t_j de coeficientes ópticos dos vidros, listando-os para cada um dos 29 vidros estudados no final de seu trabalho.

3.3 TEMPERATURAS SUPERFICIAIS EXTERNAS

Como citado no final do capítulo 2, foi detectada a necessidade de uma melhor avaliação dos ganhos de calor por condução. Isto pode ser feito calculando-se as temperaturas superficiais exteriores das superfícies veiculares que possam estar sob radiação solar. Ao longo deste trabalho estas temperaturas chamar-se-ão por TSEs. As superfícies de um veículo que podem estar sob radiação solar são: teto, laterais do veículo e vidros. Não foi incluída a parede dianteira do veículo porque ela aparece somente em um pequeno número de veículos (ônibus e pernas com motor traseiro) e a área exposta do lado interno da cabine é bastante diminuta, influido pouco no ganho de calor para dentro da cabine, não necessitando assim, de se determinar a sua TSE.

3.3.1 Balanço Térmico

Para o cálculo das TSEs é necessário o seguinte balanço térmico na superfície [12].

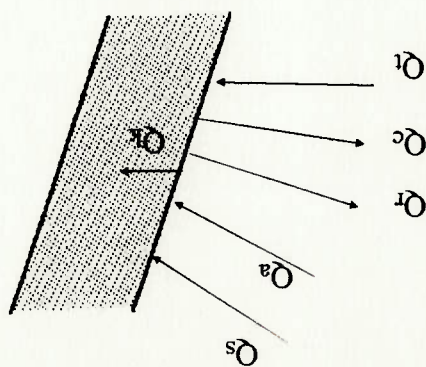


Figura 3.2 Balanço térmico para o cálculo da TSE.

onde:

- Q_s = radiação solar total absorvida;
- Q_a = radiação atmosférica absorvida;
- Q_t = radiação terrestre absorvida;
- Q_k = condução através da parede ou vidro;
- Q_c = convecção com o ar externo;
- Q_r = radiação da superfície emitida.

Neste balanço serão feitas as seguintes hipóteses:

- Regime permanente (temperaturas de equilíbrio);
- Condução unidimensional através de paredes e vidros nas direções normais;
- Serão desprezadas as trocas de calor por radiação do lado interno das paredes e vidros, sendo considerada somente a troca por convecção com o ar interno;
- As superfícies veiculares se comportam como um corpo cinzento difuso;
- Foram usados para as superfícies opacas veiculares uma absorvidade para a faixa de comprimento de onda do infravermelho ($1\mu\text{m}$ a $100\mu\text{m}$) e outra para a faixa de comprimentos de onda da radiação solar ($0,2\mu\text{m}$ a $2,2\mu\text{m}$);

- Para os vidros, serão usadas três absorptividades: uma para radiação para a faixa do infravermelho e duas absorptividades solares (uma para radiação difusa e outra para a direta).

3.3.2 Fluxos de calor

Os fluxos anteriormente citados serão calculados da seguinte forma:

a) Radiação solar total absorvida, Q_s

— Superfícies opacas

A radiação solar total absorvida será calculada por:

$$Q_s = I_t \cdot \alpha_p \quad (3-17)$$

onde:

I_t = Irradiação solar total incidente na parede, composta pela radiação direta, difusa e refletida;
 α_p = absorptividade solar das paredes, função da cor da pintura e do grau de acabamento desta.

— Superfícies transparentes (vidros)

Para paredes transparentes a radiação total é calculada por:

$$Q_s = I_D \cdot \alpha_D + (I_D + I_r) \cdot \alpha_d \quad (3-18)$$

onde:

I_D = Irradiação direta incidente no vidro;
 I_d = Irradiação difusa incidente no vidro;
 I_r = Irradiação refletida incidente no vidro;
 α_D = absorptividade referente a radiação direta;
 α_d = absorptividade referente a radiação difusa (do céu e a refletida).

b) Radiação atmosférica absorvida

A radiação atmosférica absorvida, Q_a , é determinada por:

$$Q_a = F_{sc} \cdot \epsilon_{atm} \cdot \sigma \cdot T_e^4 \cdot \alpha_l \quad (3-19)$$

onde:

$$\begin{aligned} F_{sc} &= \text{Fator de forma da superfície para a atmosfera} = (1 + \cos \Sigma) / 2; \\ \epsilon_{atm} &= \text{Emissividade da atmosfera} = 0,76; \\ \sigma &= \text{Constante de Stefan-Boltzman} = 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}; \\ T_e &= \text{Temperatura do ar externo (K)}; \\ \alpha_l &= \text{Absortividade para radiação infravermelha.} \end{aligned}$$

O fator de forma da superfície para a atmosfera é o mesmo do fator de forma da superfície para o céu usado no cálculo da radiação difusa do céu (Eq. 3-9).

A emissividade da atmosfera é função da pressão local, das pressões parciais do vapor de água e do CO_2 presentes na atmosfera e da temperatura do ar. O seu cálculo bem como algumas observações estão no apêndice B, item B.6 e foi calculado para a região de São Paulo e para as condições psicrométricas médias nos dias de experiências.

c) Radiação terrestre absorvida

A radiação terrestre absorvida, Q_t , é obtida por meio de:

$$Q_t = F_{ss} \cdot \epsilon_{solo} \cdot \sigma \cdot T_{solo}^4 \cdot \alpha_l \quad (3-20)$$

onde:

$$\begin{aligned} \alpha_l &= \text{Absortividade da superfície para radiação infravermelha}; \\ F_{ss} &= \text{Fator de forma da superfície para o solo} = (1 - \cos \Sigma) / 2; \\ \epsilon_{solo} &= \text{Emissividade do solo} = 0,93; \\ \sigma &= \text{Constante de Stefan-Boltzman} = 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}; \\ T_{solo} &= \text{Temperatura do solo (K)}. \end{aligned}$$

O fator de forma da superfície para o solo é o mesmo usado para o cálculo da radiação solar refletida. A maioria das experiências foram feitas ou sobre asfalto (veículo em velocidade) ou sobre concreto (veículo parado). Como se achou somente a emissividade para o asfalto ($\epsilon = 0,93$, $T_{emp} = 37,7^\circ \text{C}$) [12], foi usado este valor para as verificações em ambas condições indistintamente, embora não haja grande

variação das temperaturas superficiais externas (TSEs) com a variação deste parâmetro.

d) *Condução através da parede ou vidro*

O fluxo de calor por condução através das paredes ou vidro é dado por:

$$Q_K = \frac{(T_i - TSE)}{R_t} \quad (3-21)$$

onde:

T_i = Temperatura do ar interno;

TSE = Temperatura da superfície exterior;

R_t = Resistência térmica total = $R_c + R_{ei}$; (3-22)

R_c = Resistência de condução = $\sum_{i=1}^n \left(\frac{e_i}{k_i} \right)$; (3-23)

R_{ei} = Resistência de convecção interna = $1/h_i$; (3-24)

e_i e k_i = espessura e condutividades térmicas dos materiais

componentes das paredes. Para os vidros, somente há uma

espessura e uma condutividade;

h_i = coeficiente de troca de calor por convecção interna.

e) *Radiação emitida pela superfície*

$$Q_r = \epsilon_{sup} \cdot \sigma \cdot TSE^4 \quad (3-25)$$

onde:

ϵ_{sup} = Emissividade da superfície;

σ = Constante de Stefan-Boltzman = $5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;

TSE = Temperatura das superfícies externas.

Usando o conceito de uma resistência de radiação (R_r) para linearizar este

fluxo temos:

$$R_r = 1/\epsilon_{sup} \cdot \sigma \cdot TSE^3 \quad (3-26)$$

assim a expressão (3-25) fica:

$$Q_r = TSE/R_r \quad (3-27)$$

A literatura em geral apresenta o valor de 0,95 para a emissividade de várias tintas [12], [13], [14]. Será admitido este valor para ϵ_{sup} .

f) Convecção para o ar externo

onde:

T_e = Temperatura do ar exterior;

TSE = Temperaturas da superfície externa;

h_e = Coeficiente de convecção externa.

3.3.3 Coeficiente de troca de calor por convecção externa

a) Hipóteses gerais

Como hipóteses para os cálculos seguintes, tem-se:

1) Não se trabalhou com coeficientes de convecção locais mas sim globais.

2) As propriedades de transporte do ar serão sempre constantes, tomadas a uma temperatura de referência de 27°C.

3) As superfícies externas veiculares sempre serão modeladas como placas planas isotérmicas que poderão estar inclinadas ou não ao escoamento.

b) Convecção forçada

Nas análises de convecção forçada, as placas podem ser paralelas ou inclinadas ao escoamento. Este pode ser laminar ou turbulento. Todos estes casos serão abordados a seguir:

b.1 Convecção forçada com fluxo paralelo às superfícies (Teto, assoalho do veículo, paredes laterais, vidros laterais)

b.1.1 Regime laminar ($Re_l \leq 500.000$)

Para o caso de regime laminar é usada a seguinte correlação da ref [13]

$$\overline{Nu}_L = 0,664 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re_L^{1/2} \quad (3-29)$$

onde Nu_L é o número de Nusselt médio definido por

$$\overline{Nu}_L = \frac{h_e \cdot L}{K_{ar}} \quad (3-30)$$

onde:

h_e = coeficiente de convecção externa médio;

L = comprimento da superfície no sentido do escoamento;

K_{ar} = condutividade térmica do ar na temperatura de referência

(tabela A-5 da ref [13]) = $0,02624 \text{ W/m}^\circ\text{C}$;

e Re_L é o número de Reynolds calculado por:

$$Re_L = V \cdot L / \nu$$

onde:

V = velocidade do ar;

L = comprimento longitudinal da superfície na direção do

escoamento;

ν = Viscosidade cinemática do ar para temperatura de referência

(tabela A-5 da ref [13]) = $16,84 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$;

e Pr é o número de Prandtl que foi tomada com o valor de 0,708,

tirado da mesma tabela que os outros valores, à mesma temperatura.

Assim, se pode escrever a equação anterior (3-29) deixando explícito o coeficiente de convecção:

$$h_e = 0,664 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re_L^{1/2} \cdot K_{ar} / L \quad (3-31)$$

b.1.2 Regime turbulento ($Re_L > 500.000$)

Para o caso do regime turbulento é usada a seguinte correlação [13]

$$\overline{Nu}_L = \frac{h_e \cdot L}{K_{ar}} = Pr^{1/3} (0,037 \cdot Re_L^{0,8} - 850) \quad (3-32)$$

ou

$$h_e = Pr^{1/3} (0,037 \cdot Re_L^{0,8} - 850) \frac{K_{ar}}{L} \quad (3-33)$$

que leva em consideração o efeito de transição.

b.2 Convecção forçada com fluxo perpendicular às superfícies inclinadas ou com gradiente de pressão (Parabrisa)

b.2.1 Regime laminar

A solução das equações da camada limite para superfícies isotérmicas com gradientes de pressão (escoamento sobre cunhas ou superfícies inclinadas) fornecem uma série de correlações do número de Nusselt em função de Pr e Re para diversos ângulos de inclinação da placa com relação ao escoamento .

Tem-se assim para escoamento em cunhas de 180° (escoamento normal à superfície) [17]:

$$\overline{Nu}_L = 1,14 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re_L^{1/2} (0,5 < Pr < 5,0) \quad (3-34)$$

Para escoamento com um ângulo de 45° com relação à superfície existe a seguinte correlação [17]:

$$\overline{Nu}_L = 0,88 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re_L^{1/2} \quad (3-35)$$

onde L seria o comprimento da superfície a partir da borda de ataque a direção do escoamento.

Como ambas expressões são $\overline{Nu}_L = C.P_r^{0,4}.Re_L^{1/2}$ (3-36), diferindo somente no coeficiente C, foi achada uma expressão para o fornecimento deste coeficiente em função do ângulo de inclinação da superfície com relação à direção do escoamento através de uma interpolação linear.

A expressão achada foi:

$$C = 1,66 - 0,00578.\Sigma \quad (3-37)$$

sendo:

C = coeficiente;

Σ = ângulo de inclinação da superfície com relação à horizontal (90° para superfície vertical, 0° para horizontal).

Assim, pode-se escrever:

$$h_e = (1,66 - 0,00578.\Sigma)P_r^{0,4}.Re_L^{1/2}.K_{aw}L \quad (3-38)$$

b.2.2 Regime turbulento

No caso do regime turbulento foi considerada a mesma correlação para escoamento paralelo à superfícies, Eq. (3-33).

b.3 Convecção forçada em escoamento turbulento (parede traseira)

O he para superfícies em escoamento turbulento será calculado supondo-se turbilhares em cilindros (180° a partir do ponto de estagnação). Nota-se que o valor do coeficiente médio, pela figura, fica próximo (erro $\approx 20\%$) destes valores dos coeficientes locais para região turbulenta.

Calcular-se-á assim he turbilhonar pelas correlações dos coeficientes médios de convecção para cilindros em escoamento cruzado.

Para o cálculo de h_e usaremos as correlações fornecidas por Churchill e Bernstein [16].

$$Nu_D = \frac{0.3 + 0.62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left\{ 1 + \left(\frac{Pr}{0.4} \right)^{2/3} \right\}^{1/4}}{1 + \left(\frac{Pr}{282.000} \right)^{1/2}} \quad (3-39)$$

para $10^2 < Re < 10^7$.

O comprimento característico, tanto para o vidro traseiro como para a parede traseira, deve ser a média entre a altura e a largura da parede traseira.

c) Convecção natural

Todas as correlações de convecção natural foram tiradas de Holman [13]. Para as superfícies verticais e horizontais foi usada a seguinte correlação:

$$Nu_L = C \cdot (Gr_L \cdot Pr)^m \quad (3-40)$$

com constantes C e m dadas pela tabela abaixo:

Tabela 3.1 Constantes da eq. (3-40) para superfícies horizontais e verticais [13].

Geometria	Gr _L , Pr	C	m
Planos Verticais	$> 10^9$	0,59	1/4
(Paredes laterais e parede traseira)	$> 10^9$	0,10	1/3
Superfície superior aquecida (teto)	$> 8 \cdot 10^6$	0,54	1/4
Superfície inferior aquecida	$> 8 \cdot 10^6$	0,15	1/3
(Assalho do veículo)	$10^5 - 10^{11}$	0,58	1/5

e onde Gr_L é o número de Grashof calculado por:

$$Gr_L = \frac{\beta (TSE - T_e) L^3}{\nu^2} \quad (3-41)$$

onde:

g = aceleração da gravidade = $9,8 \text{ m}^2$;

β = coeficiente de expansão volumétrica que foi calculada por

$$\frac{1}{T_f} \text{ onde } T_f \text{ é a temperatura do filme definido por } T_f = \frac{T_{SE} + T_e}{2}$$

L = dimensão característica.

O valor de L usado nas paredes laterais, vidros laterais, foram respectivamente as distâncias L_2 e L_5 respectivamente indicadas no item 6.3 do capítulo 6.

Para o teto e o assoalho o valor de L foi média entre as distâncias L_1 e L_3 indicadas no mesmo item.

Caso as paredes ou os vidros sejam inclinados, é usada a seguinte correlação [15].

$$\overline{Nu}_L = 0,14 [(Gr_L.Pr)^{1/3} - (Gr_c.Pr)^{1/3}] + 0,56 (Gr_L.Pr \cdot \cos\theta)^{1/4} \quad (3-42)$$

onde Gr_c é o número de Grashov crítico e é tabelado abaixo. Para $Gr_L < Gr_c$ o primeiro termo da equação (3-42) é omitido. O ângulo θ é contado a partir da vertical com valores negativos quando é inclinado para dentro da cabine e positivo para fora.

Tabela 3.2 Tabela de Grashov Crítico.

$L, \text{ graus}$	Gr_c
$0 < \theta \leq 22$	$5 \cdot 10^9$
$22 < \theta \leq 45$	$2 \cdot 10^9$
$45 < \theta \leq 52$	10^8
$52 < \theta$	10^6

Os limites da tabela 3.2 foram obtidos por interpolação para os ângulos apresentados pela tabela original de [15].

3.3.4 Equação da temperatura de equilíbrio das superfícies externas

Considerados todos fluxos de calor incidentes em uma superfície quer opaca, quer transparente, quando submetida da radiação solar, podemos chegar finalmente às expressões das TSEs:

a) Paredes opacas

Considerando então todos os fluxos anteriormente mencionados na equação de balanço térmico, temos a seguinte expressão:

$$(3-43) \quad Q_s + Q_a + Q_t + Q_k + Q_c + Q_r = 0$$

substituindo os fluxos por suas expressões, temos:

$$(3-44) \quad \alpha_p \cdot h \cdot T_e^4 + F_{sc \cdot atm} \cdot \sigma \cdot T_e^4 \cdot \alpha_1 + F_{ss \cdot solo} \cdot \sigma \cdot T_{solo}^4 \cdot \alpha_1 + (T_i - TSE)/R_t + (T_e - TSE) \cdot h_e + TSE/R_r = 0$$

e isolando o termo TSE temos finalmente:

$$(3-45) \quad TSE = \frac{\frac{1}{R_t} + h_e + \frac{1}{R_r}}{\alpha_p \cdot h + F_{sc \cdot atm} \cdot \sigma \cdot T_e^4 \cdot \alpha_1 + F_{ss \cdot solo} \cdot \sigma \cdot T_{solo}^4 \cdot \alpha_1 + \frac{1}{R_t} + T_e \cdot h_e}$$

que é a expressão para as paredes opacas (teto, paredes laterais esquerda e direita).

b) Superfícies transparentes (vidros)

O balanço neste caso é igual ao caso "a" equação (3-43), sendo que a expressão do fluxo Q_s usada é $Id \cdot \alpha_D + (Id + I_r) \cdot \alpha_d$, ficando a expressão final da temperatura de equilíbrio igual a:

$$(3-46) \quad (TSE)_{vidro} = Id \cdot \alpha_D + (Id + I_r) \cdot \alpha_d + F_{sc \cdot atm} \cdot \sigma \cdot T_e^4 \cdot \alpha_1 + \alpha_1 \cdot F_{ss \cdot solo} \cdot \sigma \cdot T_{solo}^4 + T_e/R_t + T_e \cdot h_e/(1/R_t + h_e + 1/R_r)$$

3.4 TEMPERATURA DE EQUILÍBRIO DAS SUPERFÍCIES INTERNAS DO COMPARTIMENTO DO MOTOR, TSC

3.4.1 Introdução

Como foi apresentado no final do capítulo anterior, foi detectada a necessidade de se construir um modelo de ganho de calor através do compartimento do motor que levasse em conta o efeito da troca de calor por radiação térmica entre a superfície interna do compartimento do motor e o próprio motor. Foi então feito um modelo para o cálculo da temperatura superficial do compartimento (TSC) para o posterior cálculo do ganho de calor por condução através do compartimento do motor.

Mostrar-se-á a seguir como foi feito o modelo.

3.4.2 Trocas térmicas

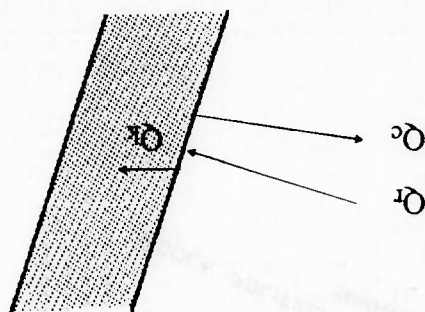


Figura 3.3 Balanço térmico para determinação das TSCs.

Os fluxos de calor que agem na superfícies do compartimento são os seguintes:

- Q_r = Troca de calor por radiação entre a superfície do compartimento e o motor;
- Q_c = Convecção com o ar do compartimento;
- Q_k = Condução através dos isolantes que compõem as paredes do compartimento para o interior da cabine.

Colocando os fluxos em um diagrama de circuito elétrico analógico tem-se:

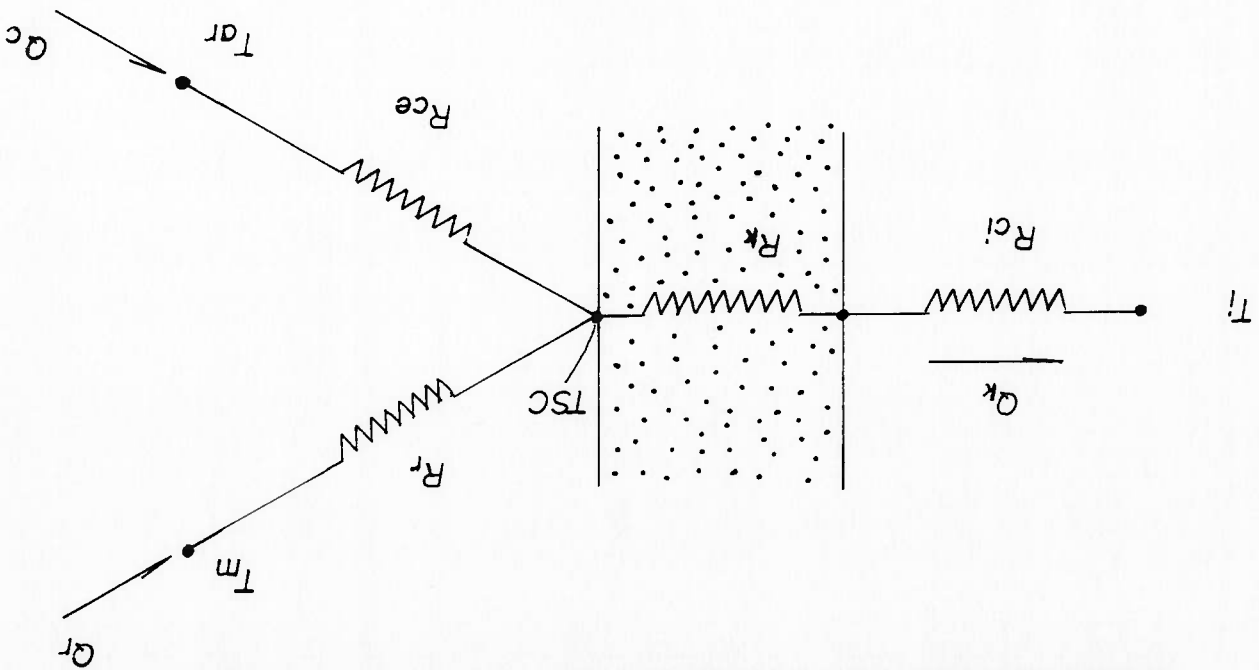


Figura 3.4 Circuito elétrico analógico do modelo das superfícies do compartimento do motor

Podemos assim escrever os fluxos:

$$a) Q_r = T_m - TSC/R_r$$

onde:

T_m = Temperatura da superfície do motor;

TSC = Temperatura da superfície do compartimento;

R_r = Resistência de Radiação linearizada definida por:

$$(3-48) \quad R_r = \frac{\sigma (TSC^2 + T_m^2) (TSC + T_m)}{R}$$

onde:

σ = constante de Stefan-Boltzman;

R = Resistência de Radiação definida por:

$$(3-49) \quad R = \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c A_c} + \frac{1}{F_{c-m} A_c} + \frac{1 - \epsilon_m}{\epsilon_m A_m}$$

onde:

ϵ_c = Emissividade do compartimento;
 ϵ_m = Emissividade do motor;
 A_c = Área do compartimento;
 A_m = Área do motor;
 F_{c-m} = Fator de forma compartimento-motor.

b) $Q_c = (T_{ar} - TSC) / R_{cc}$ (3-50)

onde:

T_{ar} = Temperatura do ar no interior do compartimento;
 R_{cc} = Resistência de convecção do lado interno do compartimento, calculado por:

$1/h_{ce}$ (3-51)

onde:

h_{ce} = coeficiente de troca de calor por convecção do lado interno do compartimento;

c) $Q_k = (T_i - TSC) / R_k$ (3-52)

onde:

$R_k = R_c + R_{ci}$

R_c = Resistência de condução dos n isolantes da parede do compartimento = $\sum_{i=1}^n \left(\frac{e_i}{k_i} \right)$;

e_i = espessura dos isolantes;

k_i = condutividades térmicas dos isolantes;

R_{ci} = Resistência de convecção interna da parede do compartimento

que se comunica com o lado interno da cabine = $1/h_i$;

h_i = coeficiente de convecção médio do lado interno à cabine.

Pode-se agora, então, escrever o balanço de energia para um volume de controle na superfície interna do compartimento:

$Q_r + Q_c + Q_k = 0$

substituindo os fluxos por suas expressões tem-se:

(3-53)
$$\frac{T_m - TSC}{R_r} + \frac{T_{ar} - TSC}{R_{cc}} + \frac{T_i - TSC}{R_t} = 0$$

isolando-se o termo TSC obtemos a expressão final da temperatura de equilíbrio da superfície interna do compartimento do motor.

$$TSC = \frac{\frac{T_m}{R_m} + \frac{T_{ar}}{R_{ar}} + \frac{T_i}{R_t}}{\frac{R_r}{1} + \frac{R_{cc}}{1} + \frac{R_t}{1}}$$

(3-54)

sendo que o termo R_r é dependente de TSC, necessitando-se assim um método iterativo para a solução desta expressão.

3.5 CARGAS TÉRMICAS

Como mencionado na introdução do trabalho, várias são as cargas térmicas que contribuem para a carga térmica total:

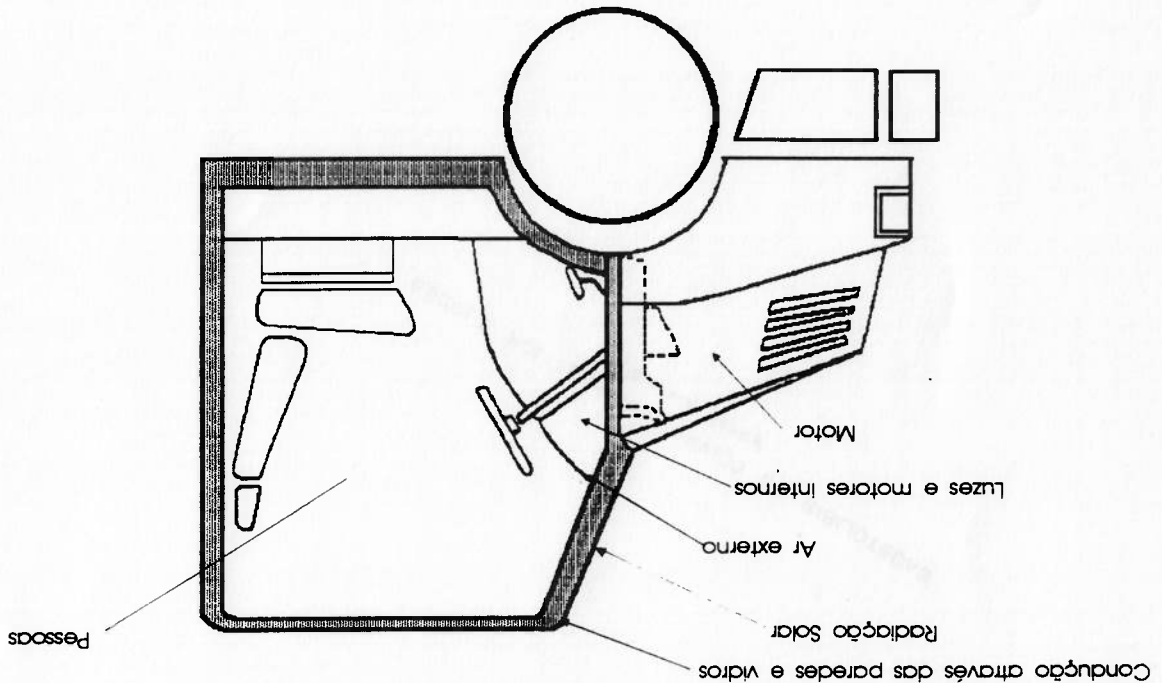


Figura 3.5 Diversas cargas térmicas que agem em um veículo

- Condução de calor através de paredes e vidros;
- Irradiação solar pelos vidros;
- Condução através do compartimento do motor;
- Pessoas;
- Admissão de ar externo/infiltração;
- Motores e ventiladores e luzes internas.

No final do capítulo anterior, foi colocado que deviam ser melhor calculadas as cargas térmicas por condução através das paredes e vidros, pelo compartimento do motor e pela irradiação solar através dos vidros.

É comentado neste item como se calculam estes fluxos de calor usando respectivamente os conceitos anteriormente comentados neste capítulo das TSBs, TSCs, das radiações solares e os coeficientes ópticos dos vidros. Para as demais cargas térmicas (Pessoas, Luzes, Ventiladores e Motores, Infiltração e Ventilação) serão usados os métodos de cálculo apresentados pela ref. [10].

Decidiu-se usar esta referência por ser o manual mais criterioso dentre os mais usados pelos projetistas de ar condicionado e por ser a referência mais usada pelo grupo de Energia e Fluidos da Escola Politécnica na área de ar-condicionado e refrigeração.

Antes de se começar a explicação de como serão avaliadas diversas cargas térmicas, é necessário se fazer uma distinção entre carga térmica e ganho de calor.

A ASHRAE faz uma distinção entre estes dois termos. Ela define **carga térmica** como sendo a taxa de calor que deve ser removida de um determinado local para se manter a temperatura do ar interior em um valor constante.

O **ganho de calor** é definido como sendo a taxa instantânea em que o calor é transferido para um ambiente ou gerado internamente. Esta distinção é feita porque nem todo calor transferido para um ambiente passa imediatamente para o ar, sendo uma parte absorvida pelas paredes, assoalho, móveis, etc... e só depois de um intervalo de tempo liberada como carga térmica para o ar interior. Este atraso na liberação da carga térmica depende basicamente da inércia térmica das paredes e do assoalho do ambiente. A ref. [10] mostra os diversos atrasos entre os picos de carga térmica e os picos de ganho de calor para diversas estruturas.

Comparando-se a estrutura do veículo utilizado para as avaliações experimentais com algumas estruturas da ref. [10], verifica-se que praticamente não há atraso entre os picos de ganho de calor e de carga térmica. Por isto, ao longo do trabalho não será feita distinção entre estes dois conceitos.

3.5.1 Condução através de paredes e vidros

A carga térmica por condução foi dividida em duas partes:

a) *Cargas térmicas por condução através de paredes externas e vidros.*

As paredes externas e vidros são aquelas superfícies veiculares que podem estar sujeitas à radiação solar. Para elas são calculadas as TSEs. Estas superfícies são as paredes externas (teto, paredes laterais esquerda e direita, parede traseira e assoalho do veículo), e os vidros (parabrisa, vidros laterais esquerdo e direito e vidro traseiro, se houver).

Para estas superfícies a carga térmica por condução será calculada por:

$$Q_k = (TSE - T_i / R_t) \cdot A$$

onde:

$$R_t = R_c + R_{ci}$$

sendo:

TSE = Temperatura da superfície exterior (paredes e vidros);

T_i = Temperatura interior do ar da cabine;

R_c = Resistência de condução = $\sum_{i=1}^n \left(\frac{e_i}{K_i} \right)$;

R_{ci} = Resistência de convecção interna = 1/h_i;

A = Área da superfície.

b) *Cargas térmicas proveniente de partições (compartimento de bagagens e parte do compartimento do motor)*

São consideradas partições aquelas superfícies da cabine que não recebem radiação solar. No caso de um ônibus rodoviário, por exemplo, é considerada uma partição o assoalho da cabine que se comunica com o compartimento de malas, embaixo do veículo.

Esta carga térmica será calculada por:

$$Q_k = (T_e - T_i) / R_{cc} + R_c + R_{ei} \cdot A \quad (3-55)$$

onde:

T_e = Temperatura do ar da partição;
 T_i = Temperatura interior do ar da cabine;
 R_{ce} = Resistência de convecção externa = $1/h_e$;
 R_c = Resistência de condução = $\sum_{i=1}^n \left(\frac{e_i}{K_i} \right)$;
 R_{ci} = Resistência de convecção interna = $1/h_i$;
 A = Área da superfície.

3.5.2 Radiação solar através de janelas

Esta carga térmica será calculada por [11]:

$$Q_s = [I_D \cdot \tau_D + (I_d + I_r) \cdot \tau_D] \cdot A_v \quad (3-56)$$

onde:

I_D = Radiação direta incidente;
 I_d = Radiação difusa do céu;
 I_r = Radiação difusa refletida;
 τ_D = Transmissividade referente à radiação direta;
 τ_d = Transmissividade referente à radiação difusa;
 A_v = Área do vidro.

3.5.3 Pessoas

O valor do ganho de calor para cada passageiro será de 100W [10].

Este valor é dado para o tipo de atividade "sentada em descanso" e é ajustada para uma percentagem normal de ocupação de homens, mulheres e crianças. Para o motorista o valor será de 375 W, tirada da ref. [9], para a atividade de condução de veículo pesado.

Assim a carga térmica em veículos devido as pessoas será:

$$Q = 375 + n \cdot 100 \quad (W) \quad (3-57)$$

onde:

n = número de passageiros
 e o valor de 375 W refere-se ao motorista.

3.5.4 Luzes

Esta carga térmica será calculada por:

$$Q = \text{Potência total das lâmpadas}$$

(W)(3-58)

Em princípio teria-se que multiplicar a voltagem por um fator caso as lâmpadas fossem fluorescentes ou de outro tipo cujo ganho é maior que a voltagem marcada (uso de reatores, etc.), mas, por simplificação, não será feito. Na voltagem total deve estar não só as lâmpadas para iluminação da cabine, como também as luzes do painel que forem mais usadas.

3.5.5 Ventiladores e Motores

Ventiladores e respectivos motores são também fatores de carga térmica. Para motores e ventiladores dentro do espaço condicionado ou do fluxo de ar, o cálculo será:

$$Q = \frac{\text{Potência de placa do motor (HP)} \cdot 746}{\text{Eficiência do motor (\%)} / 100}$$

(W)(3-59)

Caso o motor esteja fora e o ventilador dentro do espaço do espaço condicionado a equação será:

$$Q = \text{Potência de placa do motor (HP)} \cdot 746$$

(W)(3-60)

Caso se tenha algum motor dentro da cabine (impulsores de para-brisa, etc.) o cálculo será:

$$Q = \text{Potência de placa (HP)} \cdot 746 \cdot (100 - \text{Efic. (\%)} / \text{Efic. (\%)})$$

(3-61)

3.5.6 Infiltração e Ventilação

O cálculo da carga térmica por infiltração e ventilação forçada (admissão de ar externo) será:

$$Q = \dot{m}_{ar} (I_i + I_e) \quad (3-62)$$

onde:

$$\dot{m}_{ar} = \text{Vazão mássica do ar (kg/s);}$$

$$I_i = \text{entalpia do ar interna à cabine;}$$

$$I_e = \text{entalpia do ar externo.}$$

A vazão de ar pode ser por infiltração ou por admissão de ar externo. Caso se faça admissão, não se deve considerar a infiltração de ar, já que a admissão cria uma pressurização interna que impede a entrada de ar por fendas e frestas.

O volume de ar por infiltração será calculado seguindo-se um método apresentado pelo "Handbook of Fundamentals, 1989" da ASHRAE, chamado LBL (Lawrence Berkeley Laboratory).

A expressão para seu cálculo é:

$$Q = L (A \cdot \Delta T + B \cdot V^2)^{1/2} \quad (3-63)$$

onde:

$$Q = \text{fluxo de ar, (L/s);}$$

$$L = \text{área efetiva de infiltração, cm}^2;$$

$$A = \text{coeficiente de empilhamento, (L/s)}^2 \text{ (cm)}^{-4} \text{ (m/s)}^{-2};$$

$$\Delta T = \text{diferença de temperatura do ar, interna-externa, } ^\circ\text{C;}$$

$$B = \text{coeficiente do vento, (L/s)}^2 \text{ (cm)}^{-4} \text{ (m/s)}^{-2};$$

$$V = \text{velocidade do vento média medida na estação meteorológica local, computada no intervalo de tempo de interesse.}$$

A constante A depende do número de andares da construção e B, além desta informação, depende da topografia do terreno. A variável L é possível de se calcular através da tabela 3 do capítulo 23 da ref. [10].

3.5.7 Condução através do compartimento do motor

O seu cálculo será:

$$Q = A_c \cdot (T_1 - TSC) / R_f$$

onde:

A_c = Área do compartimento do motor.

Capítulo 4

CÁLCULO NUMÉRICO

4.1 INTRODUÇÃO

Conforme os objetivos enunciados no capítulo 1 da dissertação, foi desenvolvido um programa para se calcular os ganhos de calor para uma cabine de um veículo automotivo. Neste capítulo são descritos os procedimentos de maior importância. São mostrados como foram feitos os algoritmos de cálculo da radiação solar, das TSEs das superfícies opacas e dos vidros e o cálculo das TSCs. Por serem de obtenção imediata, os cálculos das cargas térmicas não foram comentados.

Os algoritmos acima citados fazem parte de um programa maior, o SCT (Simulador de Carga Térmica).

Este programa foi feito de tal modo que seu uso ficasse bastante facilitado para o usuário, já que ele foi desenvolvido para uso interno de diversos setores da MBB.

Baseado em menus, uma de suas características é o fácil manuseio dos dados de entrada para a verificação de quais os fatores que mais contribuem para o ganho total de calor.

Os dados referentes à geometria da cabine (áreas, comprimentos, alturas e inclinações das paredes e vidros), as propriedades ópticas das paredes e vidros, bem como a composição das paredes e vidros (espessuras e condutividades térmicas dos materiais que compõem as paredes, e estes dados para os vidros), estão gravados em arquivos para diversas cabines. O programa indica para o usuário as diversas cabines disponíveis e permite mudanças em alguns dados, podendo o conjunto de dados serem gravados como um arquivo de uma nova cabine.

O programa possui também um menu para a escolha da localidade, indicando diversas cidades do globo. Para cada uma delas, estão guardados os dados

de latitude, longitude e zona horária. Estes dados são necessários para a sub-rotina de radiação solar.

Os dados do motor (temperatura, emissividade e área), bem como os dados do compartimento do motor (número de superfícies, os fatores de forma da superfície-motor, condutividades térmicas e espessura dos materiais das superfícies e o coeficiente de convecção externa, h_{ce}) e a temperatura do ar no compartimento, estão todos gravados em arquivo, chamado de arquivo de motor, que podem ser lidos, escritos ou modificados, independentemente dos dados da cabine.

Os outros dados como temperatura interna, temperatura externa, dia, mês, hora, temperatura e refletividade do solo, índice de claridade, direção do veículo e velocidade, podem ser mudados pelo usuário, mas não são gravados em arquivo.

Quando inicializado, o programa admite valores para as variáveis não gravadas em arquivo e, para as colocadas em arquivos, ele as lê de dois arquivos já pre-definidos.

Após feitos os cálculos são apresentadas as TSFs, as TSCs e os diversos ganhos de calor com suas percentagens do ganho de calor total.

4.2 CÁLCULO DA RADIAÇÃO SOLAR

O cálculo da radiação solar é necessária toda vez que é calculada as TSFs e os ganhos de calor por radiação solar pelos vidros. Este cálculo é feito através de uma função, It, que é função dos ângulos de inclinação, λ , e o azimute, ψ , de cada superfície. Estes dois ângulos são atualizados a cada vez que a função é chamada, já que, como veremos abaixo, as outras variáveis que a função necessita são idênticas para todas as superfícies.

A função, quando chamada, calcula em primeiro lugar, pelas equações (A-1) a (A-7) do apêndice A os parâmetros A, B, C, D e E, T, usando o valor do dia do ano, dst, O valor de dst é calculado anteriormente no procedimento 'Calcula-dia' a partir do dia e o mês.

A partir da latitude e declinação, o programa verifica se está em condições de período noturno ou diurno contínuo, caso quando da proximidade dos pólos no verão ou inverno respectivamente. Ele faz isto através da eq. (3-3) fazendo-se $\text{sen}(\beta) = 0$ e examinando o valor de $\cos(H)$.

Posteriormente, com o valor da hora local, é verificada a condição de período noturno. Neste caso, a irradiação total, I_t , é feita nula.

Caso se esteja em período diurno, com os valores da latitude, longitude, hora local, declinação, ET, zona horária, inclinação, azimute da superfície e as equações (3-1) a (3-5), se calcula o valor do cosseno do ângulo de incidência, θ .

Usando-se o $\cos \theta$ e outros parâmetros já calculados como A e B, se calcula a radiação difusa, refletida, direta e finalmente a total, a partir das eq (3-6) a (3-12).

O diagrama de bloco da função está na figura 4.4 no final do capítulo.

4.3 CÁLCULO DAS TSES PARA SUPERFÍCIES OPACAS

O cálculo das TSEs para superfícies opacas está em diagrama de blocos estruturados no final do capítulo (figura 4.1).

A sub-rotina começa inicializando as seguintes constantes com seus respectivos valores, mostrados no cap. 3: σ , K_{ar} , v , g , Pr .

Inicia, então, o cálculo das TSEs para cada uma das paredes externas (paredes laterais, teto, assoalho e parede traseira).

Em primeiro lugar, calcula as resistências térmicas pelas equações (3-22) a (3-24). Após isto, direciona a parede (calcula seu azimute). Calcula, então, a radiação incidente total, I_t , através da função I_t .

Após calcular o número de Reynolds, caso este seja diferente de 0, calcula o coeficiente de convecção externa, h_e . Caso se esteja em regime laminar, é usada a equação (3-31) ou caso o escoamento seja turbulento é usada a equação (3-33). Caso a parede seja a parede traseira, a equação usada é a (3-39).

O programa entra, então, em uma 2ª parte. Nesta parte é calculada a TSE da parede em questão por reiteração até a diferença das TSEs de iterações sucessivas seja menor que a precisão estipulada, que, no programa, foi usada com o valor de 0,05. A variável TSE é inicializada com o valor de 300K.

É verificada a condição de $Re_L=0$ para se calcular o coeficiente de convecção externa por convecção natural pelas diversas formas da equação (3-40), já que este coeficiente depende de TSE. Caso a temperatura exterior for de 300K e $Re_L=0$ o valor inicial de TSE é mudada de 300 para 310 para não causar $h_e=0$ na 1ª iteração (pois o número de Grashof ficaria nulo na 1ª iteração).

É calculado, então, R_r pela equação (3-26) e finalmente a TSE pela equação (3-45). Na enésima reiteração não é reiterada TSE_n mas $(TSE_n + TSE_{n-1})/2$ por questão de convergência.

Após estes cálculos para todas as paredes, o programa passa então à sub-rotina das TSEs das superfícies transparentes.

4.4 CÁLCULO DAS TSEs PARA SUPERFÍCIES TRANSPARENTES

Sendo uma sub-rotina de um procedimento chamado "cálculo", ela é praticamente igual à sub-rotina anterior e está mostrada na figura 4.2 em diagrama de bloco estruturado. No entanto esta sub-rotina apresenta as seguintes diferenças da sub-rotina anterior:

- 1) É menor o número de superfícies a serem calculadas as TSEs (vidros laterais, vidro frontal e vidro traseiro);
- 2) Antes de se entrar no cálculo das TSEs, é calculada a radiação solar absorvida e a transmitida através de (3-18) e (3-56). I_D , I_d e I_r são calculados pela função I_t e as propriedades ópticas por um procedimento (ABS-TRANS) que utiliza as equações (3-13) a (3-16);
- 3) Dentro do cálculo das TSEs, caso os vidros sejam inclinados, os coeficientes de convecção natural são calculados pela equação (3-42). Caso sejam verticais, então é usada a equação (3-40) com os devidos coeficientes para planos verticais;
- 4) Para o cálculo de h_e em convecção forçada ($Re_L > 0$), caso se esteja calculando o vidro frontal, são usadas a Eq. (3-33) para o turbulento.

4.5 CÁLCULO DAS TSCs

Existem algumas características no modo que foi implementado o cálculo das TSCs que tornam o seu algoritmo um pouco mais simples que os algoritmos das TSEs. O algoritmo não calcula o coeficiente de convecção externa, h_{ce} , nem para o caso de convecção forçada nem para convecção natural. A única interação feita é para o cálculo de R_r que é função de TSC.

O diagrama de blocos estruturados está no final do capítulo (figura 4.3).

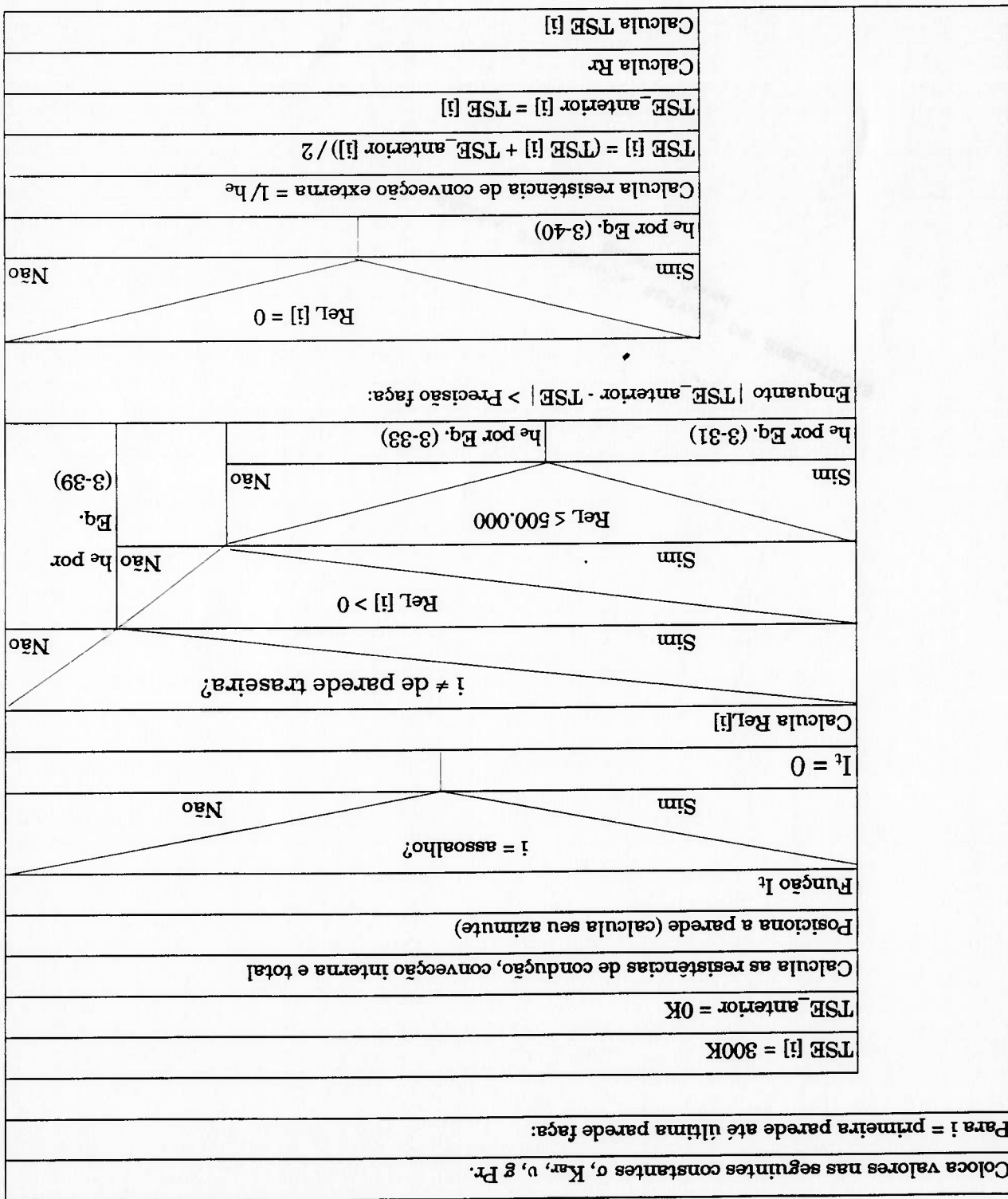
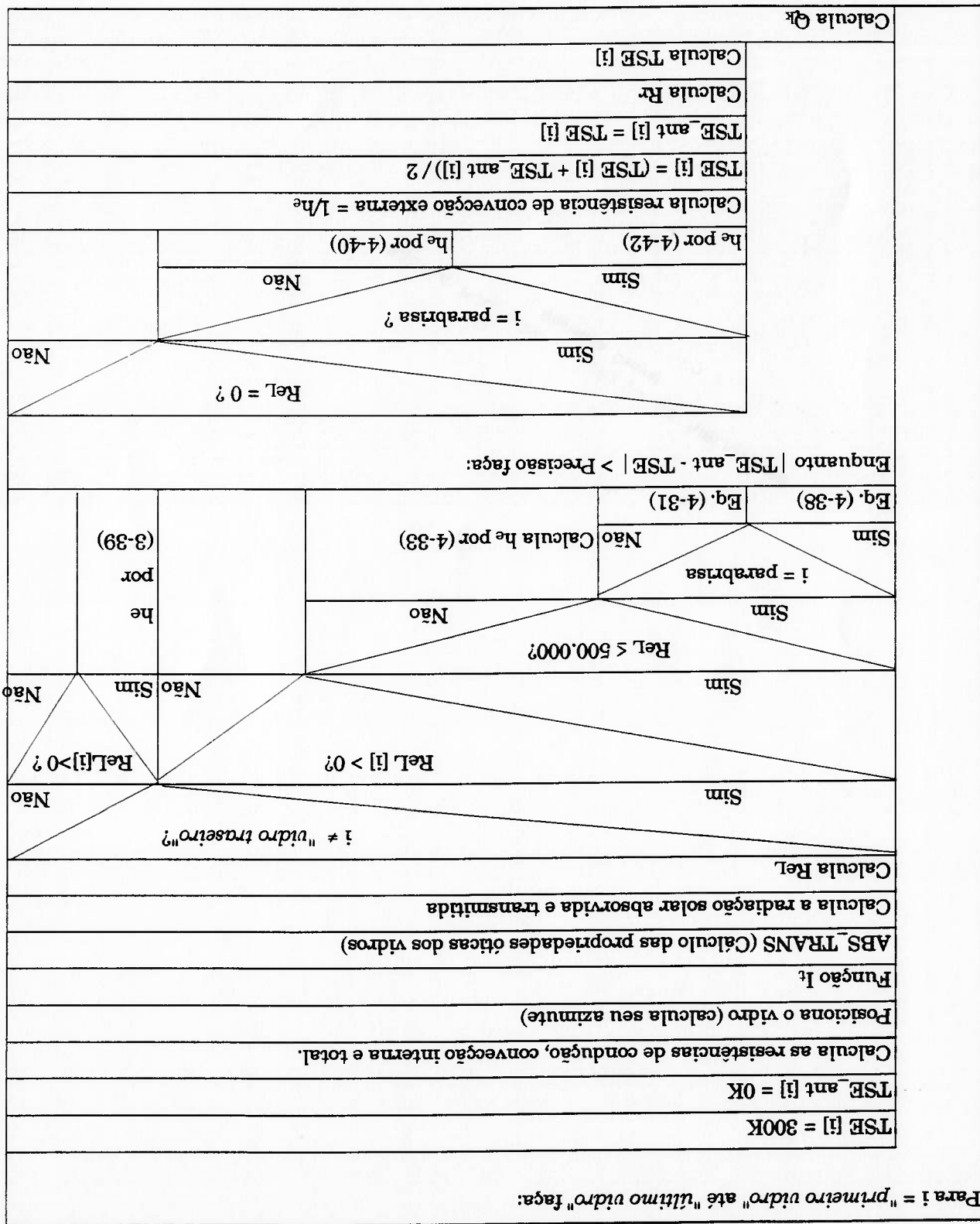


Figura 4.1 Diagrama de blocos estruturados para o cálculo da TSE para paredes opacas.

Figura 4.2 Diagrama de blocos estruturados para o cálculo de TSE para os vidros.



Para i = primeira superfície até última faça:	
Calcule as resistências de condução, convecção interna e total.	Calcule R.
TSC [i] = 333K e TSC_ant [i] = 0K	Enguanto $ TSC [i] - TSC_ant [i] < \text{precisão faça:}$
TSC_ant [i] = TSC [i]	Calcule Rr
Calcule TSC	Calcule TSC

Figura 4.3 Diagrama de blocos estruturados para o cálculo das TSCs.

A função traz do programa principal a inclinação da parede (Δ) e o azimute (ψ).															
Com o dia do ano (dst) calcula os parâmetros experimentais:															
A - Eq. (A-1)															
B - Eq. (A-4)															
C - Eq. (A-5)															
D - Eq. (A-2)															
E - Eq. (A-3)															
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2">[Noite ou dia permanente?] $\text{Cos}(H) > 1?$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table>		[Noite ou dia permanente?] $\text{Cos}(H) > 1?$		Nao		Sim									
[Noite ou dia permanente?] $\text{Cos}(H) > 1?$															
Nao															
Sim															
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2">Esta em condição noturna?</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table>		Esta em condição noturna?		Nao		Sim									
Esta em condição noturna?															
Nao															
Sim															
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2">$\beta = \arcsen[\cos(LAT) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(H) + \sin(LAT) \cdot \sin(\delta)]$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$I_t = 0$</td> </tr> </table>		$\beta = \arcsen[\cos(LAT) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(H) + \sin(LAT) \cdot \sin(\delta)]$		$I_t = 0$											
$\beta = \arcsen[\cos(LAT) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(H) + \sin(LAT) \cdot \sin(\delta)]$															
$I_t = 0$															
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2">$\phi = \arccos[\cos(\delta) \cdot \sin(H) / \cos(\beta)]$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$\cos(\theta) = [\cos(\beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\Delta) + \sin(\beta) \cdot \cos(\Delta)]$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$I_{dn} = (A \cdot e^{-B/\sin\phi}) \cdot CI$</td> </tr> </table>		$\phi = \arccos[\cos(\delta) \cdot \sin(H) / \cos(\beta)]$		$\cos(\theta) = [\cos(\beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\Delta) + \sin(\beta) \cdot \cos(\Delta)]$		$I_{dn} = (A \cdot e^{-B/\sin\phi}) \cdot CI$									
$\phi = \arccos[\cos(\delta) \cdot \sin(H) / \cos(\beta)]$															
$\cos(\theta) = [\cos(\beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\Delta) + \sin(\beta) \cdot \cos(\Delta)]$															
$I_{dn} = (A \cdot e^{-B/\sin\phi}) \cdot CI$															
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2"> <table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table> </td> </tr> <tr> <td colspan="2"> <table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td colspan="2">$\text{Cos}(\theta) < 0?$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table> </td> </tr> </table>		<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table>		Nao		Sim		<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td colspan="2">$\text{Cos}(\theta) < 0?$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table>		$\text{Cos}(\theta) < 0?$		Nao		Sim	
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table>		Nao		Sim											
Nao															
Sim															
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td colspan="2">$\text{Cos}(\theta) < 0?$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Nao</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sim</td> </tr> </table>		$\text{Cos}(\theta) < 0?$		Nao		Sim									
$\text{Cos}(\theta) < 0?$															
Nao															
Sim															
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2">$I_D = I_{dn} \cdot \cos(\theta)$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$I_{sc} = (1 + \cos\Delta)/2$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$I_D = C \cdot I_{dn} \cdot I_{sc}$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$F_{ss} = (1 - \cos\Delta)/2$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$I_r = p_s \cdot F_{ss} \cdot (C \cdot I_{dn} + I_{dn} \cdot \sin\phi)$</td> </tr> <tr> <td colspan="2">$I_t = I_D + I_r$</td> </tr> </table>		$I_D = I_{dn} \cdot \cos(\theta)$		$I_{sc} = (1 + \cos\Delta)/2$		$I_D = C \cdot I_{dn} \cdot I_{sc}$		$F_{ss} = (1 - \cos\Delta)/2$		$I_r = p_s \cdot F_{ss} \cdot (C \cdot I_{dn} + I_{dn} \cdot \sin\phi)$		$I_t = I_D + I_r$			
$I_D = I_{dn} \cdot \cos(\theta)$															
$I_{sc} = (1 + \cos\Delta)/2$															
$I_D = C \cdot I_{dn} \cdot I_{sc}$															
$F_{ss} = (1 - \cos\Delta)/2$															
$I_r = p_s \cdot F_{ss} \cdot (C \cdot I_{dn} + I_{dn} \cdot \sin\phi)$															
$I_t = I_D + I_r$															

Figura 4.4 Diagrama de blocos estruturados da função I_t.

Capítulo 5

EQUIPAMENTO

5.1 INTRODUÇÃO

Dividiu-se este capítulo em 2 partes. Na primeira, são comentados os diversos equipamentos de medição: termopares, anemômetro, radiômetro solar, psicômetros, pirômetro e tacôgrafo. Na segunda parte, são comentados os sistemas de registro das leituras dos termopares e do radiômetro solar: dois data loggers e um micro computador PC. São descritos para cada equipamento o funcionamento, operação e as características técnicas mais importantes. No final do capítulo é comentada a calibração feita dos termopares usados. Características mais específicas bem como cópias de alguns catálogos dos equipamentos estão no apêndice C.

5.2 EQUIPAMENTOS DE MEDIÇÃO

5.2.1 Termopares

Foram usados dois tipos de termopares: com e sem isolamento mineral. Os termopares minerais tiveram as seguintes características:

- Fabricante: Ecil SA;
- Série: MS;
- Tipo: K;
- Proteção: Aço Inox com diâmetro de 5mm e comprimento de 115mm.

Os termopares sem proteção mineral foram fabricados pela própria MBB. Foram fabricados a partir de cabos de extensão para termopares do tipo K. Com um comprimento em torno de 200mm, a junta quente foi feita soldando-se com magarico as duas partes dos fios do cabo. Na outra ponta, foi colocado um conector.

Tanto os termopares com isolamento mineral como os sem isolamento eram conectados com cabos de extensão acima citados até o equipamento de medição (data logger). As características do cabo estão no apêndice C, item C.1.

No item 5.4 é comentada a calibração dos termopares.

5.2.2 Anemômetro

O anemômetro usado para as medições das velocidades do ar no compartimento do motor e internamente à cabine é do tipo turbina (rotating vane probe) com medida de temperatura simultânea através de um termopar (NiCr-NiAl) incorporado internamente à turbina. A hélice da turbina é suportada por mancais de safira e seu movimento é medido por indução. A leitura dos valores da velocidade e de temperatura são mostrados simultaneamente em um visor de cristal líquido no medidor. A cabeça sensora com a turbina e o termopar são conectados em uma haste telescópica (1m) que por sua vez está ligada ao medidor por um cabo (1,5m).

O medidor permite a escolha da indicação da velocidade em m/s ou em pés/min e a temperatura em $^{\circ}\text{C}$ ou $^{\circ}\text{F}$. Além da indicação instantânea, permite a indicação do valor máximo ou mínimo das grandes medidas. O anemômetro não foi calibrado, sendo usado a calibração de fábrica.

Seguem informações técnicas sobre o aparelho:

- Fabricante: Testoterm;
- Modelo: 4510;
- Campo de medição da velocidade: 0,4 a 40 m/s;
- Campo de medição de temperatura: -120,0 a 1370 $^{\circ}\text{C}$ (NiCr-NiAl);
- Resolução da indicação da velocidade: 0,1 m/s;
- Resolução da indicação da temperatura: 0,1 $^{\circ}\text{C}$ (-120,0 a 999,9 $^{\circ}\text{C}$); 1 $^{\circ}\text{C}$ (1000 a 1371 $^{\circ}\text{C}$);

- Precisão: $\pm 1\%$ da leitura da velocidade;
- $\pm 0,3^\circ\text{C}$ (-120 a -50°C);
- $\pm 0,2^\circ\text{C}$ (-50 a 200°C).

Os demais dados técnicos (alimentação, logger, etc...) estão em uma cópia do catálogo no apêndice C, item C.2.

5.2.3 Pirômetro

O pirômetro usado nas medições para medida da temperatura do asfalto e do solo é composto por um indicador e uma cabeça sensora à radiação intravermelha. O pirômetro permite que possam ser medidas temperaturas de superfícies à distância, sendo bastante útil para medidas em superfícies em movimento.

A cabeça sensora, montada em um tubo de 127mm por 52mm de diâmetro, é capaz de medir temperaturas de -30 a 150°C com uma faixa espectral de 8 a 14 μm .

Possui também um termopar com ponta de contato.

O indicador possui um visor de cristal líquido que permite obter a leitura do pirômetro ou do termopar. Possui uma chave de operação com três posições: desligado, medida contínua e medida do valor máximo. Possui também um botão para se ajustar a emissividade da superfície que se está medindo.

Seguem as principais características técnicas. Outros dados podem ser encontrados em cópia do catálogo no apêndice C, item C.3.

Dados técnicos do pirômetro:

- Nome: Pirôterm;
- Fabricante: Testoterm;
- Modelo: 8.500;
- Velocidade de leitura: 2 vezes por segundo;
- Reprodutibilidade: $\pm 1\%$;
- Ajuste de emissividade: 0,4 a 1;

- Operação com a cabeça sensora de I.V.:
 - Campo de Medição: -30 a +150°C;
 - Resolução: 1°C;
 - Precisão: ±2% do valor medido;
 - ±1 dígito;
- Operação com o termopar:
 - Tipo: K;
 - Campo de medição: -20 a 900°C;
 - Precisão: ± 1°C (-20 a 100°C);
 - ± 1 dígito.

5.2.4 Psicômetros

Os psicômetros usados para as medidas das condições do ar interno e externo à cabine foram construídos na própria MBB. São constituídos de um tubo de PVC com diâmetro interno de 120mm e externo de 140mm. Possui dois comprimentos: o curto mede 300mm e o longo 500mm. Em uma das extremidades possui um ventilador composto de um motor Bosch, 24V e uma hélice de 5 pás. O ventilador suciona o ar que passa por dois termopares com isolamento mineral. A função principal do tubo é servir como canal de sucção do ar, mas também serve como blindagem de radiação para os termopares. Segue abaixo um esquema do psicômetro:

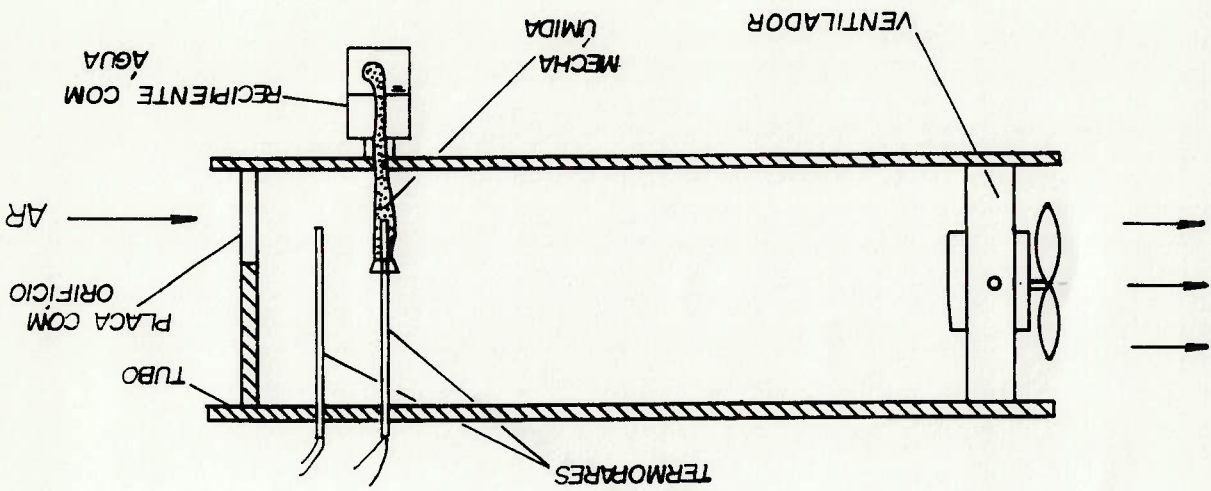


Figura 5.1 Diagrama do psicômetro

Na entrada do tubo foi colocada uma placa com um orifício para aumentar a velocidade do ar junto às pontas dos termopares. Esta velocidade foi medida e ficou próxima do valor de 4m/s, recomendada para medidas psicrométricas [10].

5.2.5 Tacógrafo

Para as medidas das velocidades do veículo para estimativa da velocidade do ar junto às superfícies externas, foi usado um tacógrafo instalado no ônibus.

O tacógrafo externamente possui um velocímetro e um relógio em um mesmo mostrador. Internamente, possui um disco que se move à razão de 1 volta completa a cada 24 horas. Nele é fixado um papel circular onde três penas irão registrar a velocidade do veículo, se está parado ou andando e a distância percorrida. No disco há uma marcação para as horas, de tal modo, que é possível se saber qual a velocidade ou a distância percorrida em qualquer instante. O tacógrafo usados possui as seguintes características:

- Marca: Kienze;
- Alimentação: 24V;
- Precisão nas marcações de velocidade: $\pm 5\%$.

5.2.6 Radiômetro Solar

Para as medidas da radiação solar foi usado um radiômetro solar construído no INPE (Instituto Nacional de Pesquisa Espacial - São José dos Campos). O radiômetro consiste basicamente de uma base de alumínio circular onde está montado uma foto-célula quadrada, conforme figura 5.2:

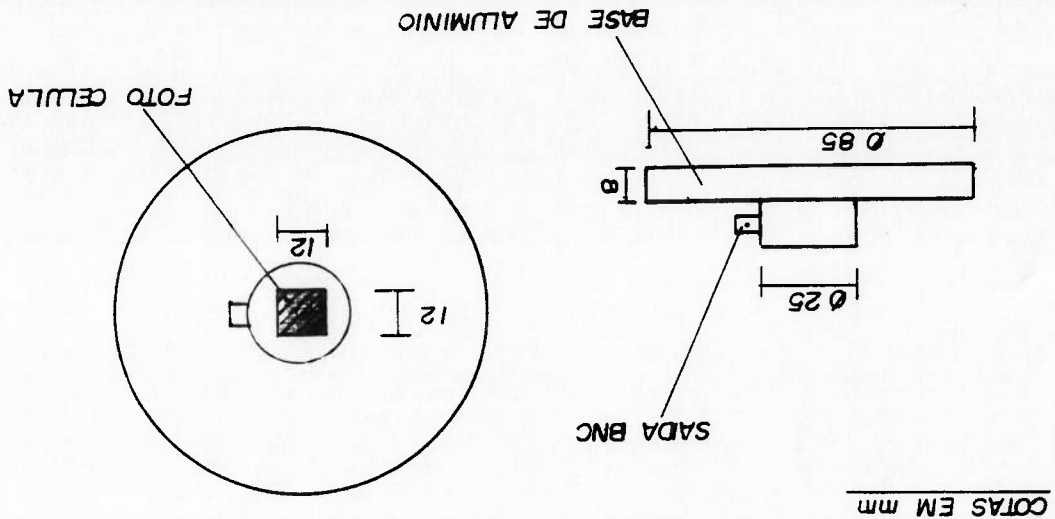


Figura 5.2 Vista Lateral e superior do radiômetro

Na lateral da base há um plug onde sai a tensão produzida pela foto-célula. A uma determinada intensidade de radiação solar, quer direta ou difusa, a foto-célula produz uma tensão como saída. Esta foto-célula foi calibrada contra um radiômetro Eplay de precisão. O radiômetro apresentou uma curva tensão-radiação linear. A constante de calibração achada foi de 9,586 W/m². A precisão da constante de calibração informada foi de 5%.

5.3 REGISTRO DE DADOS

Para o registro das leituras dos termopares e do radiômetro foi necessário dois data loggers: o Squirrel de 16 canais e o Fluke de 60 canais.

5.3.1 Data logger Squirrel

O aparelho Squirrel, modelo 1205 da Grant é um medidor/registrator (data logger) de memória de estado sólido continua com as seguintes características:

- Dimensões: 60mm x 110mm x 140mm;
- Alimentação: 6 pilhas de 1,5V;

• Número de canais:

- 16 canais para temperatura (Termopares tipo J, K, T ou N);
- 2 canais para contagem de pulsos ou frequência;
- 1 canal digital ou de estado (0 ou 1);

- Memória: 41.000 bytes ou posições de memória;

- Faixas de medições e precisões: Vide apêndice C, item C.4

• Programação:

Para cada canal é possível se escolher a faixa de medição dependendo do tipo de termopar. O intervalo de aquisição (isto é, o intervalo de tempo entre as varreduras dos canais) é também programável, bem como o modo de início/fim do registro dos dados, que podem ser dos seguintes tipos:

- Modo manual;
 - Modo programado (programa-se o horário e a data do início e término);
 - Modo por sinalização de alarme ou pelo canal estado/digital.
 - Análise dos dados:
- Os dados registrados podem ser analisados via gráficos ou tabelas através de um software da mesma empresa fabricante do Squirrel. Para isto, os dados da memória do data logger devem ser descarregados em um micro e gravados em um disquete para posterior análise. Foi usado um programa de análise de dados da Grant para gerar os gráficos e tabelas das temperaturas medidas.

5.3.2 Data logger Fluke — PC-IBM

Foi usado um sistema de registro: um data logger Fluke 2280B ligado a um PC-IBM para gravação dos dados em disco. Seguem as características do data logger e do PC:

a) Data logger Fluke 2280B

- Dimensões: 230 x 530 x 500mm;
- Alimentação: 220V;
- Número de canais: Expandível até 1500 canais embora estivesse com capacidade até 60 canais;
- Saída de dados: Dispositivos de uma impressora com papel termo-sensível com largura de 110mm e capacidade de até 40 caracteres por linha. Possui um bobinador automático para recolher o papel impresso.
- Possui também um gravador de fita cassete para gravação dos dados, embora estivesse quebrado.
- Velocidade de varredura: 16 canais por segundo;
- Memória de programação: 32 kbytes de memória contínua;
- CPU: Microprocessadores Múltiplos de 8 bits com 128 Kbytes de ROM;
- Comunicação: Possui 2 portas lógicas para ligação GPIB (IEEE-488) ou RS-232;
- A ligação com o PC foi através de uma linha GPIB;

• Faixas de medidas e precisões:

Faixa	Precisão
Para os termopares -275 a 1350	0,65°C
Para o radiômetro 0 - 0,15V	0,01%

b) *Microcomputador PC-IBM*

- Fabricante: Itautec;
- Modelo: PC-PAC;
- Alimentação: 220V;
- Unidade de disco: Possui duas unidades de disco flexível de 5 e 1/4 de polegadas;
- Monitor: Possui um monitor monocrômático embutido no próprio gabinete.

Os dados de cada canal foram gravados em disquetes através de um programa residente no PC chamado Comunic que foi desenvolvido na própria MBB.

Uma vez os dados coletados, eles foram analisados através de gráficos e tabelas gerados em um programa desenvolvido pela MBB chamado TAPHAD.

5.4 CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

Ambos termopares (com e sem isolação mineral) com 7 metros de cabo de extensão foram calibrados. Foram escolhidos um exemplar de cada tipo de termopar já que os termopares com isolação mineral são de certa confiança e os sem isolação foram fabricados de um mesmo modo a partir do mesmo lote de cabos de extensão. Verificou-se a influência do comprimento dos cabos de extensão na calibração e não houve diferença significativa de 1 metro para 7 metros.

A calibração foi feita na Escola Politécnica em um banho termostático. A leitura dos termopares foram feitas no data logger Squirrel na faixa de máxima resolução (0,1°C) contra termopares de mercúrio com o valor da menor divisão de escala de 0,1°C. Como a faixa de calibração foi de 10°C a 60°C, foram necessários

Vários termômetros de mercúrio para cobrir toda a faixa. Para dois destes termômetros foi verificado o ponto de gelo e o ponto de ebulição.

Ambos termopares apresentaram um erro médio de $0,3^{\circ}\text{C}$ com um desvio padrão de $0,2^{\circ}\text{C}$ para toda a faixa. Na faixa de 30 a 50°C , faixa onde foi realizada a maioria das leituras, o erro médio foi de $0,1^{\circ}\text{C}$ para ambos termopares. A tabela de calibração está no apêndice C, item C.5.

Capítulo 6 MEDIDAS

6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é comentado como foram realizadas as diversas medidas para as quatro verificações experimentais dos modelos e rotinas de cálculo do programa SCT.

É apresentada o veículo utilizado e como foram medidas as temperaturas, velocidades do ar e a radiação solar.

É comentado o cronograma de medições e como foram registrados estes dados.

6.2 OBJETIVOS

Como foi citado no capítulo 1, um dos objetivos deste trabalho é a validação experimental de alguns modelos usados no programa SCT. Para isto, foram feitas quatro avaliações experimentais:

- 1) Medição das TSFs para diversas condições de velocidade, radiação solar, direções de rota e temperaturas exteriores e interiores para avaliação da rotina de cálculo das TSFs.
- 2) Medição da radiação solar incidente em um radiômetro instalado no teto do veículo para algumas orientações (azimutes) e diversos horários com ângulo de inclinação fixo. O objetivo é a avaliação experimental da rotina de cálculo da radiação solar.

- 3) Medição de uma temperatura superficial interna do compartimento do motor (TSC) para avaliação experimental da rotina de cálculo de ganho de calor por este compartimento.
 - 4) Medição da carga térmica no sistema de ar condicionado do ônibus em uma determinada condição para se avaliar globalmente o programa (o cálculo da carga térmica total).
- A seguir, são mostradas quais e como foram feitas as medidas para se atingir estes objetivos.

6.3 CARACTERÍSTICAS DA CABINE

O veículo utilizado foi um ônibus rodoviário monobloco, modelo 0371-RSD, da MBB. Montado na configuração de 46 lugares e sanitário, possui uma unidade de ar condicionado.

As principais dimensões geométricas são:

COTAS EM m

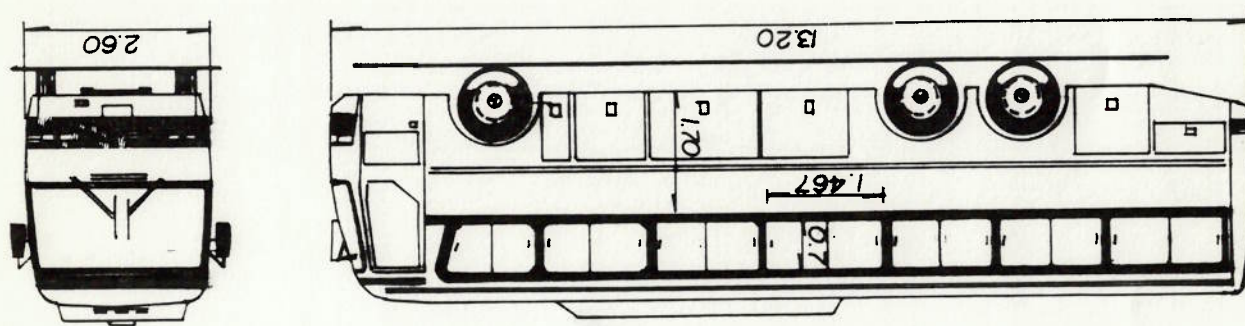


Figura 6.1 Principais dimensões do ônibus 0371-RSD

- Largura = $L_1 = 2,60$ m;
- Altura = $L_2 = 1,70$ m (do assalho do bagageiro até a base das janelas);
- Comprimento = $L_3 = 13,2$ m;
- Comprimento das janelas laterais = $L_4 = 1,467$ m;
- Altura das janelas laterais = $L_5 = 0,7$ m.

Foram calculadas as áreas das paredes e vidros que se comunicam com o interior da cabine. O cálculo está no apêndice D, item D.1.

Fora o assalho da cabine e do veículo, todas as paredes são compostas por chapa de aço, isolante termo-acústico e revestimento interno. As chapas variam de 1 a 2 mm de espessura e o revestimento ou é de chapa de Duraplast (5 mm) ou plástico. Segue a tabela 6.1 com os materiais componentes das paredes que mais contribuem para as suas resistências térmicas de condução.

Tabela 6.1 Composição dos materiais das superfícies da cabine do ônibus 0371-RSD.

Superfícies	Material	Espessura (mm)	Conduct. T (W/m ² °C)	Resist. T (°C/K)
Assalho do veículo	Chapa de aço	3	78	3,8.10 ⁻⁵
Lat. direita e esquerda	Isopor	40	0,035	1,407
Parede traseira	Isopor	30	0,035	1,054
Assalho	Madeira	16	0,11	0,410
Teto	La de vidro	30	0,038	1,054
Vidros (em geral)	Silica	5	0,78	0,271

[12]
.. [11]

6.4 CARACTERÍSTICAS DO COMPARTIMENTO DO MOTOR

São basicamente duas as superfícies do compartimento do motor, CM, que se comunicam com o interior da cabine: o teto e a parede frontal do CM. Estas duas superfícies estão indicadas na figura D.1 do apêndice D.

A superfície escolhida para o modelamento do cálculo da TSC foi uma região da superfície do lado direito do teto do compartimento. Esta superfície coincide com uma parte do assalho do banheiro. Foi escolhida esta região por ser a mais crítica com relação a ganho de calor e influência das regiões quentes do motor. Ela estava situada em local favorável à estagnação do ar e próxima de uma das regiões mais quentes do motor, o coletor de escape. Assim, a região do motor escolhida para a simulação foi o coletor e um setor da tubulação de escape.

Na figura 6.2 abaixo é indicada a posição relativa do teto do compartimento com relação ao coletor e tubulação de escape.

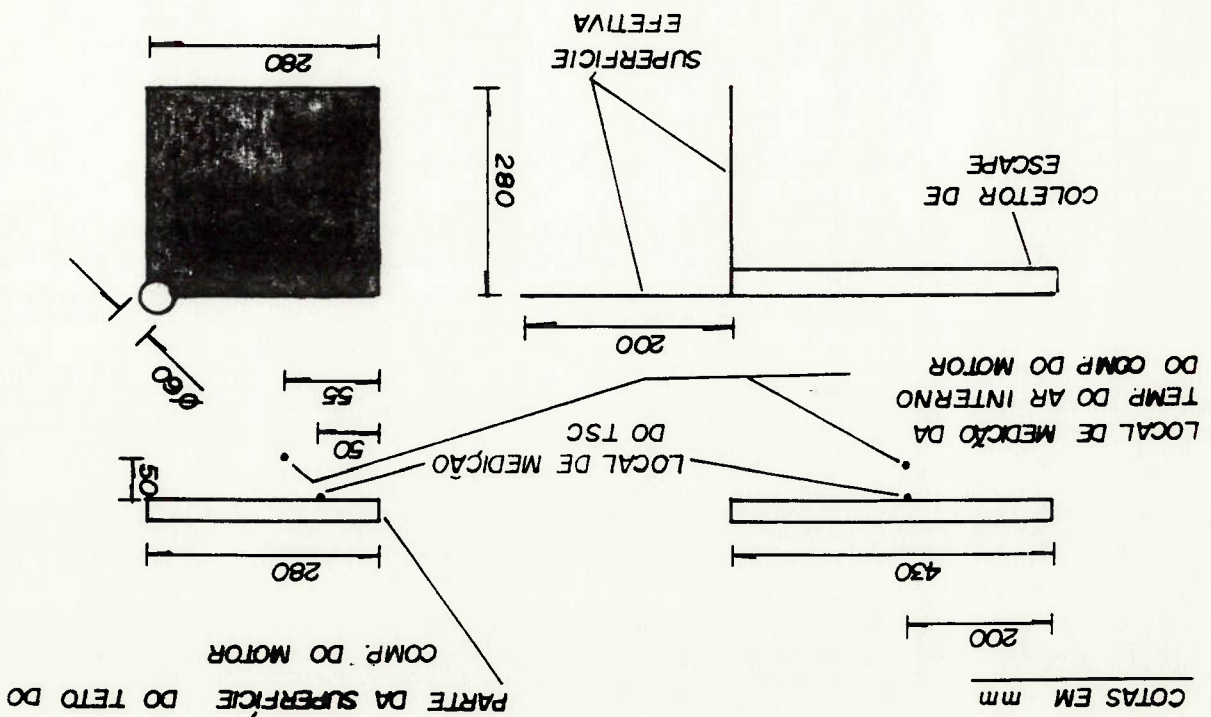


Figura 6.2 Posição relativa do teto e superfície escolhida para o cálculo da TSC com relação à tubulação de escape.

A região representada por duas superfícies retangulares (vertical e horizontal) representa as superfícies efetivas adotadas para simplificação dos cálculos dos fatores de forma superfície-tubulação de escape. Nesta região se situam dois cotoveiros de grande curvatura: entrada e saída da turbina. O coletor de escape foi modelado como um cilindro reto. O cálculo do fator de forma está colocado no apêndice D, item D.2.

No apêndice D, item D.3, estão as espessuras, condutividades e as áreas dos isolantes, do teto e da parede frontal do compartimento do motor.

6.5 TEMPERATURAS

É mostrado a seguir como foram medidas a temperatura do ar interno e externo à cabine, as temperaturas superficiais externas (TSEs) e as temperaturas referentes ao modelo de ganho de calor pelo compartimento do motor.

6.5.1 Temperaturas do ar interno e externo à cabine

Foram usados 21 termopares sem isolamento mineral para a medição das temperaturas do ar interno à cabine. Estas medidas são importantes para a determinação da temperatura média do ar interno da cabine com o fim de aferir o programa de carga térmica (exp. nº 4, v. 6.2) e para a verificação do cálculo das TSFs (exp. nº 1, v. 6.2), principalmente as TSFs dos vidros, pois as TSFs das paredes dependem pouco da temperatura interior. Os termopares foram instalados em duas alturas: na altura da cabeça e do colo dos passageiros, conforme a figura D.2 do apêndice D. A localização dos pontos de medição ao longo da cabine está mostrada na figura D.3 do apêndice D.

As condições psicométricas do ar interior e exterior também foram medidas. As medições foram feitas através de quatro psicrómetros (v. 5.2.4) internos instalados ao longo da cabine e um externo colocado na frente do ônibus, logo abaixo da linha inferior do para-brisa (vide figura D.4 do apêndice D). O psicrómetro externo foi colocado nesta posição por não haver recirculação de ar quando do veículo em movimento. A disposição dos psicrómetros está mostrada na figura D.3 do apêndice D. Estas medidas, além de ajudarem na determinação da temperatura média interna da cabine, são importantes para avaliações de cargas térmicas por infiltração, já que o sistema não permite admissão de ar externo.

Foram instalados também termopares de isolamento mineral no interior dos dutos de insuflamento do lado direito, colocados na frente, meio e traseira do veículo (vide figura D.4 do apêndice D).

6.5.2 Temperaturas superficiais exteriores (TSFs)

Para a aferição da sub-rotina de cálculo das TSFs (exp. nº 1) foram instalados termopares para as seguintes medições:

- 1) Temperatura superficial externa do teto;
- 2) Temperatura superficial externa da lateral esquerda;
- 3) Temperatura superficial externa da lateral direita;
- 4) Temperatura superficial externa da parede traseira;
- 5) Temperatura superficial externa do assoalho do compartimento de malas;
- 6) Temperatura superficial externa do vidro da lateral esquerda;

- 7) Temperatura superficial externa do vidro da lateral direita;
8) Temperatura superficial externa do vidro frontal.

Foi colocado um termopar para a medida da temperatura superficial do lado externo do assento da cabine. Ele foi instalado na parte central do veículo embaixo do corredor central (vide figura D.4 do apêndice D). O assento da cabine e o do veículo são diferentes, havendo entre eles o compartimento das malas. Esta temperatura será importante na experiência de avaliação do cálculo da carga térmica total para a determinação do ganho de calor pelo assento. Todos os locais dos pontos de instalação dos termopares estão indicados na figura D.4 do apêndice D.

Os pontos de temperatura das laterais esquerda e direita, assento da cabine, vidros laterais esquerdo e direito foram colocados aproximadamente no meio do veículo porque originalmente se pensou em medir as temperaturas em pontos simétricos internos, facilitando esta medição pela proximidade das poltronas dos operadores do sistema de registro, que faziam esta medição com um termômetro de contato.

Por estarem os condensadores exatamente na seção mediana do veículo, o termopar do teto foi colocado atrás desta seção, após os condensadores.

O termopar do para-brisa foi colocado em uma região que estivesse fora do campo de ação dos limpadores do para-brisa.

O local de medição da temperatura do assento do veículo foi escolhido na parte frontal à esquerda, onde havia a região mais livre de circulação de ar possível (vide figura D.4 do apêndice D).

6.5.3 Temperaturas para a avaliação experimental do modelo do compartimento do motor

Para a avaliação experimental do modelo de ganho de calor pelo compartimento do motor (exp. nº 3, v.6.2), foram instalados termopares para as seguintes medidas:

- 1) Temperatura de uma superfície do teto do compartimento do motor, do lado interno do compartimento (TSC);
- 2) Temperatura do coletor de escape;
- 3) Temperatura do ar, logo abaixo do ponto de medição da TSC;

4) Temperatura do ar no compartimento do banheiro, que está sobre a superfície do teto do compartimento.

As temperaturas 2, 3 e 4 são necessárias para se obter a temperatura do ponto nº 1 (TSC) no modelo do compartimento do motor. Para todas estas medidas foram usados termopares sem isolamento mineral. O termopar do ponto nº 3 foi recoberto com papel alumínio para se evitar o mascaramento da temperatura do ar por efeito da radiação térmica vinda da tubulação de escape dos gases.

6.5.4 Fixação dos termopares superficiais

Os termopares que mediram temperaturas superficiais relativamente baixas (até aproximadamente 100°C), ou seja, todas as TSEs e a TSC, foram instalados conforme a figura abaixo:

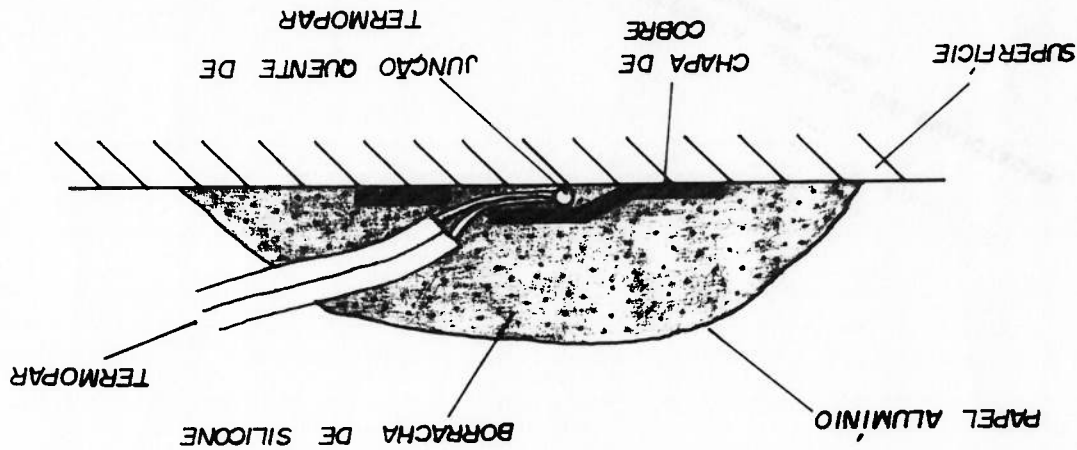


Figura 6.3 Fixação dos termopares das TSEs e da TSC.

A junta quente do termopar era introduzida em um buraco em uma chapa de cobre fina e esta era fixada à superfície por uma camada de borracha de silicone. A junta quente, assim, ficava recoberta pela chapa de cobre e em contato com a superfície. A borracha de silicone, uma vez seca, foi recoberta por papel alumínio para se evitar efeitos de aquecimento por radiação.

Há uma seqüência de figuras no apêndice D, item D.4, que mostra os pontos instalados das TSEs a menos dos pontos nos assalhos.

O termopar do coletor de escape foi fixado à base de solda a prata pois a borracha de silicone não aguentaria as altas temperaturas deste elemento.

6.5.5 Temperaturas do asfalto e do terreno adjacente

Foi necessário medir-se a temperatura do asfalto e do terreno adjacente à pista para o cálculo das TSRs, especialmente o cálculo da temperatura do assoalho do veículo. Para estas medições, usou-se um pirômetro manual da Testoterm. A emissividade do solo foi ajustada para o valor de 0,93, valor tomado da ref. [12] para o asfalto a 30°C.

Utilizou-se dois locais de medição na condigão do veículo em movimento:

- 1) Para a medida da temperatura do asfalto, se introduzia o pirômetro por uma janela lateral do lado interno à pista;
- 2) Para a medida do terreno adjacente à pista, se utilizava o lado externo (canteiro central ou terreno após o acostamento).

Quando do veículo parado, mediu-se uma só temperatura.

6.6 VELOCIDADE DO AR

Para se determinar o coeficiente de convecção, quer externa, quer interna, foi necessário medir as velocidades do ar externo e interno.

6.6.1 Velocidade do ar externo

Para a determinação dos coeficientes de convecção forçada que atuam sobre as superfícies externas das paredes e dos vidros quando do veículo em movimento, foi necessário de algum modo medir a velocidade do ar sobre estas superfícies. Esta velocidade foi adotada como sendo a do próprio veículo.

A velocidade do veículo foi registrada pelo tacógrafo (item 6.2.5) em um papel circular próprio e as medidas das velocidades foram tiradas de lá. Estes registros foram feitos para cada dia de medição. Os registros do tacógrafo estão no item B.3 do apêndice B.

6.6.2 Velocidade do ar no compartimento do motor

Para as simulações da TSC foi necessária uma medição da velocidade do ar na região de medida da TSC, com o objetivo de se poder ter uma estimativa do coeficiente de convecção próxima do local.

Como era impossível colocar-se o anemômetro que dispunhamos (anemômetro de turbina) na região com o veículo em movimento, foram feitas medidas das velocidades do ar em duas rotações do motor com o veículo parado. Isto foi feito porque, em primeira análise, o ventilador do radiador, ligado ao motor por correias, poderia ser o elemento determinante da circulação de ar na região em estudo.

Foram tomadas três componentes de velocidade em um ponto distante 5 cm imediatamente abaixo do ponto do termopar de superfície no compartimento do motor, conforme a figura 6.2.

Foram usadas duas rotações do motor: 1.200 rpm e 2.000 rpm, correspondentes respectivamente às velocidades em trecho reto de 50 Km/h e 100 Km/h.

6.6.3 Velocidades do ar interno junto às paredes e vidros quando do uso do sistema de ventilação do ar condicionado

Para a correta determinação do coeficiente de convecção interna (h_i) e consequentemente do fluxo de calor por condução através das paredes e vidros, foi necessário medir as velocidades junto a estas superfícies para a experiência de carga térmica (exp. nº 4).

Somente foram medidas as velocidades junto às paredes verticais laterais e vidros laterais na direção vertical pois foram estimadas insignificantes as velocidades nos sentidos transversal e perpendicular.

Estas medições só foram feitas na experiência de carga térmica (exp. nº 4) e usou-se o anemômetro de turbina de Testoterm.

6.6.4 Velocidade do ar na entrada dos evaporadores

Foi necessário a medida da vazão de ar no sistema de ar condicionado para a medição da carga térmica total da cabine. Para isto, mediu-se a velocidade do ar em diversos pontos dos dois evaporadores. Cada evaporador foi dividido em 18 regiões de 53mm por 130mm. Em cada região foi medida a velocidade do ar perpendicularmente ao evaporador.

6.7 RADIAÇÃO SOLAR

Foram feitas medidas da radiação solar para se avaliar a rotina solar de cálculo do programa SCT. Para isto, foi instalado um radiômetro solar descrito no item 6.2.6. O radiômetro foi instalado no lado direito do teto. Ele foi fixado nas grades dos condensadores por questão de facilidade de instalação. Por este fato, ele ficou inclinado de 15° para a direita do veículo. Foi instalado um fio de ligação entre o radiômetro e o data logger Fluke para a gravação dos dados.

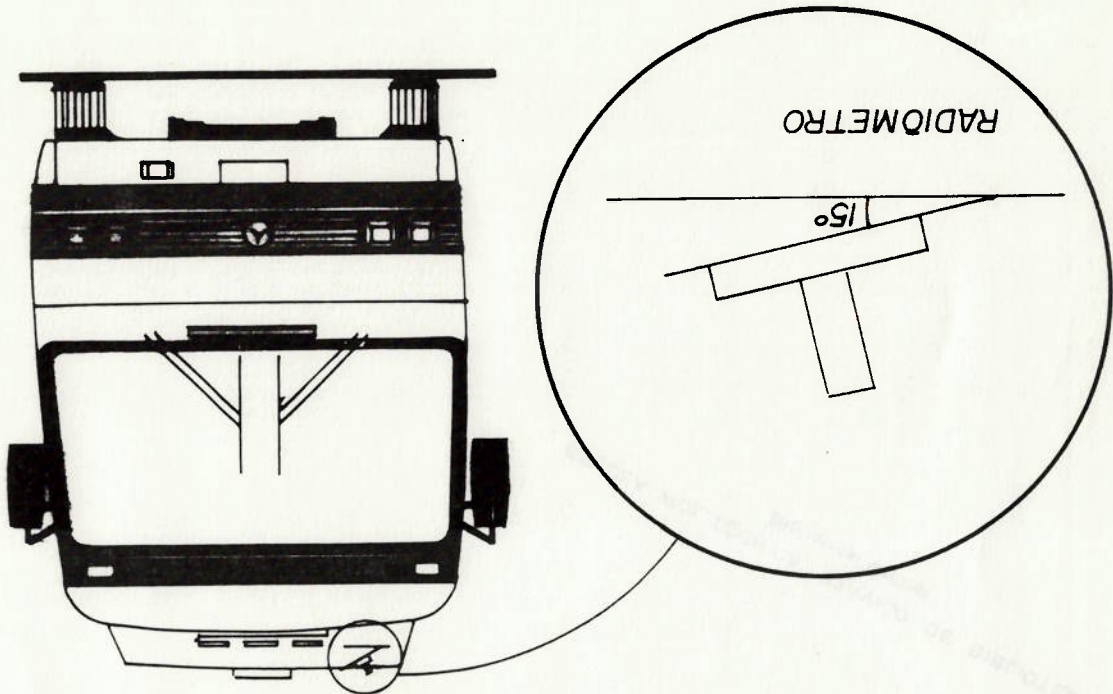


Figura 6.4 Posição do radiômetro no teto do ônibus.

6.8 CRONOGRAMA DAS MEDIÇÕES

As experiências somente puderam ser realizadas quando do término da avaliação do sistema de ar condicionado da MBB. No dia 25/04/91 foi finalizada a avaliação e a partir do dia 29/04/91 o veículo ficou à disposição.

Pensou-se então em fazer as aquisições de dados em sete situações:

Tabela 6.2 Diversas situações a que o veículo foi submetido nas avaliações experimentais.

Velocidade do Veículo (Km/h)	Situações	
	Dia	Noite
0	1	2
50	3	4
70	5	
100	7	7

Para as experiências com o veículo em movimento escolheu-se a Rodovia Castelo Branco no trecho São Paulo - Tatuí, por estar relativamente próxima de São Paulo e por ser uma estrada de traçado relativamente retilíneo.

Para as medições com o veículo parado, escolheu-se o pátio do prédio da Engenharia de Desenvolvimento na fábrica da Mercedes-Benz em São Bernardo do Campo. Esta escolha foi feita pelas boas condições de insolação, segurança e facilidade de operação.

Para a avaliação experimental do cálculo das TSEs foram escolhidas três velocidades: a velocidade mínima permitida na estrada (50 km/h), a máxima (100 km/h) e uma velocidade intermediária (70 km/h).

Como o programa necessita da direção do veículo para o cálculo das TSEs e ganhos de calor por radiação solar, foi necessária uma avaliação desta grandeza nas medições.

A direção em estrada foi tomada de um mapa rodoviário e admitida constante ao longo do trajeto. Foi admitida a direção preferencial do trecho.

Para a localização da direção do veículo no pátio foi usado um mapa da própria MBB.

As direções foram medidas no sentido horário a partir da direção do Norte Geográfico.

As avaliações experimentais foram feitas em três dias (1, 2 e 3 de maio de 1991). A experiência nº 4 só foi feita no último dia. Segue uma tabela com os horários, velocidades, direções, o tipo de situação referente à tabela 6.2 e para que experiência se prestou cada medição.

Tabela 6.3 Diversas características das medições realizadas.

Data	Horário	Veloc. (Km/h)	Direção (graus)	Situação ¹	Medição nº	Exp. realiz. em cada medição ²
01/05/91	9:55-12:23	50	286	3	1	1,2,4
	12:23-13:35	0	106	1	2	1,2,4
	13:35-14:51	70	106	5	3	1,2,4
	14:51-15:13	100	106	6	4	1,2,4
02/05/91 - 9:30	01/05/91 - 17:30	0	145	2	5	1
	12:45-18:15	0	325	1	6	1,4
02/05/91	19:00-19:30	50	286	4	7	1
	19:45-20:00	100	106	7	8	1
03/05/91	11:41-13:04	0	145	1	9	1,3,4

1 - Referentes à tabela 6.1.

2 - As experiências se referem ao item 6.2.

6.9 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Para a aquisição das leituras de todos os termopares e do radiômetro foi usado um data logger da Fluke de 60 canais acoplado a um P.C. e um mini data logger Squirrel de 16 canais.

Todas as medidas das TSBs e as temperaturas referentes ao compartimento do motor foram registradas pelo data logger Squirrel e as demais medidas no Fluke. Todo sistema foi instalado em uma mesa localizada na 6ª fileira de poltronas do lado esquerdo. Os data loggers tiveram a seguinte programação de intervalo de tempo de leitura e escala de temperatura:

Tabela 6.4 Dados de programação dos data loggers.

Data loggers	Escala	Interv. de Leitura (min)	Tipo de Termopar	Graus
Grant (Squirrel)	-200 a 600	1	K	C
Fluke	-50 a 200	1	K	C

Para o canal do radiômetro foi usada uma escala de 0 a 0,15 V.

Por ter estado todos os termopares e o radiômetro alocados em dois data loggers, foi possível a realização simultânea das experiências, conforme mostra a última coluna da tabela 6.3.

Houve somente uma mudança na alocação dos termopares. Como o registro de dados para a situação de veículo parado à noite seria feita automaticamente (sem a presença de operadores) ao longo de toda a noite, passou-se o termopar do TBS do psicômetro externo para um canal livre do data logger Squirrel podendo-se assim deixar o data logger Fluke e o micro-computador desligados. Nesta mudança, que ocorreu no final da medição nº 4 (v. tabela 6.3), o termopar da forração do motor ficou desligado até o fim das experiências, impossibilitando colher-se dados para a experiência nº 3 a partir deste momento.

Capítulo 7

RESULTADOS E CONCLUSÕES

7.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são comentados os resultados das quatro avaliações experimentais propostas das rotinas de cálculo do programa "Simulador de Carga Térmica".

Em 7.2 é comentada a avaliação experimental da rotina de cálculo da radiação solar. Dividimos o item 7.3, que trata das avaliações do cálculo das TSEs, em diversos sub-itens referentes às diversas TSEs e condições de avaliação. A avaliação do cálculo das TSCs está no item 7.4 e a avaliação global do programa está em 7.5. No item 7.6 é feita uma simulação e um estudo das cargas térmicas no ônibus utilizado para a situação de verão e inverno. No último item, 7.7, são colocadas as conclusões finais e propostas de trabalhos futuros.

7.2 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA ROTINA DE CÁLCULO DA RADIAÇÃO SOLAR

Objetivo

O objetivo deste item é a comparação da radiação solar medida e a calculada para diversos horários, dias, localidades e orientações do radiômetro. Foram também calculados os índices de claridades para estas diversas situações.

Condições

- Radiação solar medida
- Foram feitas medidas de radiação solar nos seguintes locais, datas, horários e orientação do radiômetro:

Tabela 7.1 Locais datas, horários e orientação do radiômetro em que foram medidas as radiações solares.

Orientação do radiômetro		Locais			
Localidade	Latitude	Longitude	Z. Horária	Data	Horário
Rod. Castelo Branco	-23,0°	47,3°	3	1	8:39-12:08
Rod. Castelo Branco	-23,0°	47,3°	3	1	12:09-15-17
MBB	-23,4°	46,5°	3	2	11:24-18:00
MBB	-23,4°	46,5°	3	3	11:41-13:04

1 - O valor do azimute do radiômetro foi calculado somando-se 90° a direção do veículo já que ele estava inclinado para a direita do veículo (Fig. 6.4).

A radiação solar foi medida de 1 em 1 minuto e os dados, gravados em disco (v. 5.3).

- Radiação solar calculada
- Calculada pela rotina de cálculo de radiação solar (v. 3.2 e 4.2) com os dados da tabela 7.1 de 1 em 1 minuto através da equação (3-6).

- Índice de claridade
- Calculado pela razão da radiação solar medida pela calculada (v. 3.22) para cada minuto de medição.

Resultados

Os índices de claridade, os valores da radiação solar medida e a calculada estão em tabelas, para os três dias de medição no item B.1 do apêndice B. Com estes dados, foram gerados gráficos do índice de claridade e da radiação solar medida e a calculada (figuras 7.1 a 7.6) para cada dia.

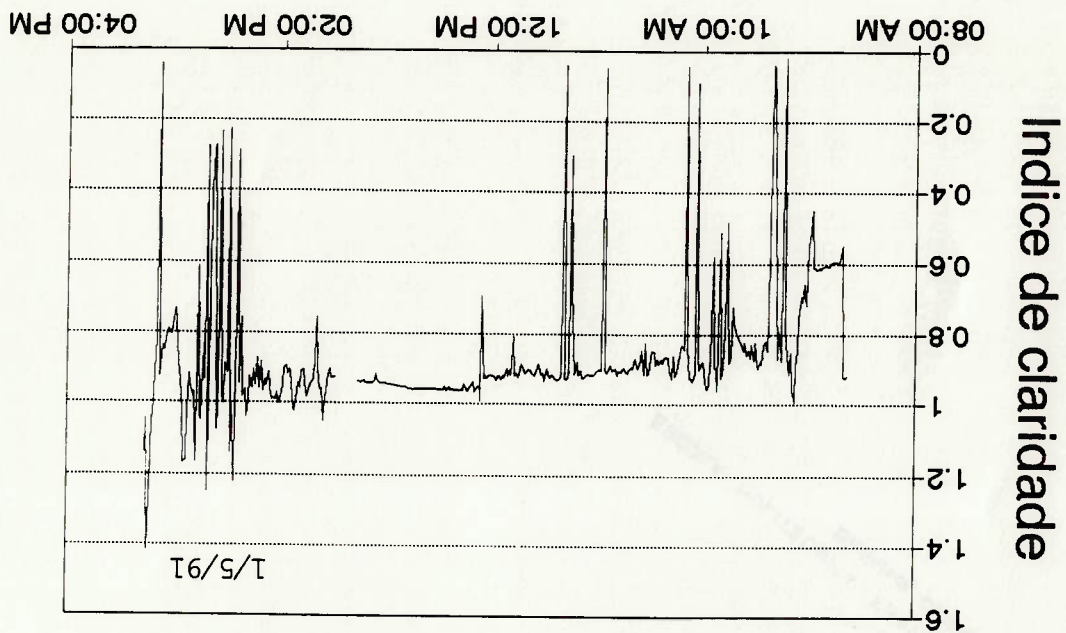
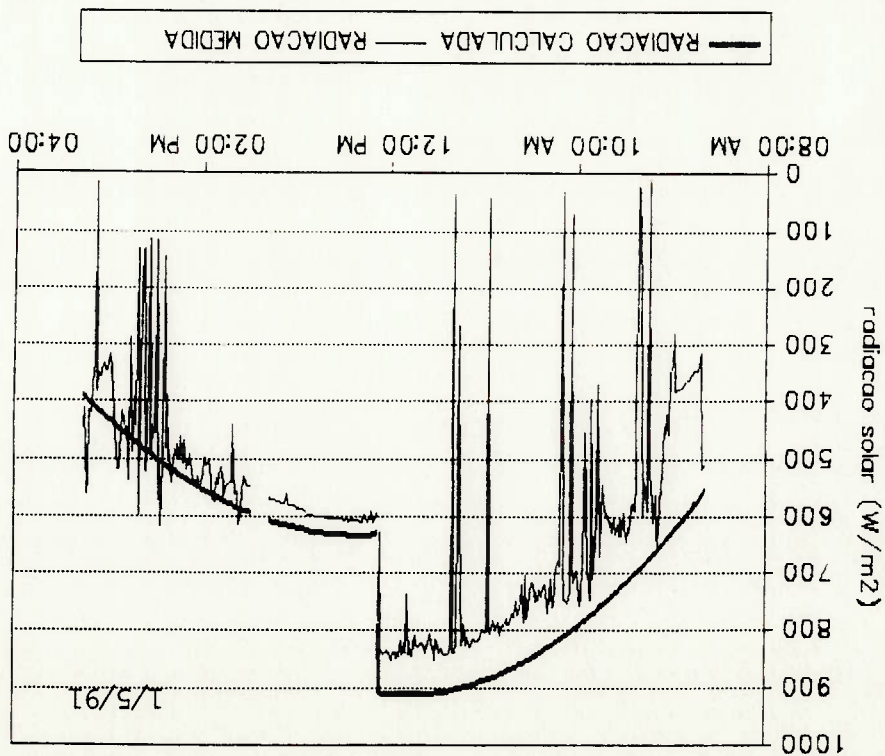


Figura 7.1 Radiação medida e calculada em trecho da rodovia Castelo Branco.



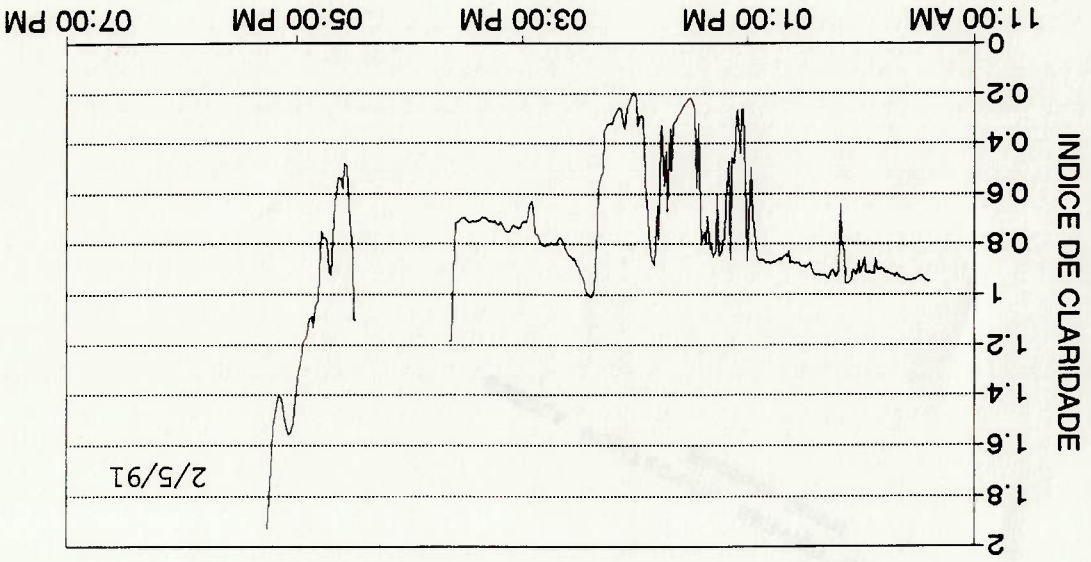


Figura 7.3 Radiação medida e calculada com o veículo parado no pátio da MBB na direção 145°.

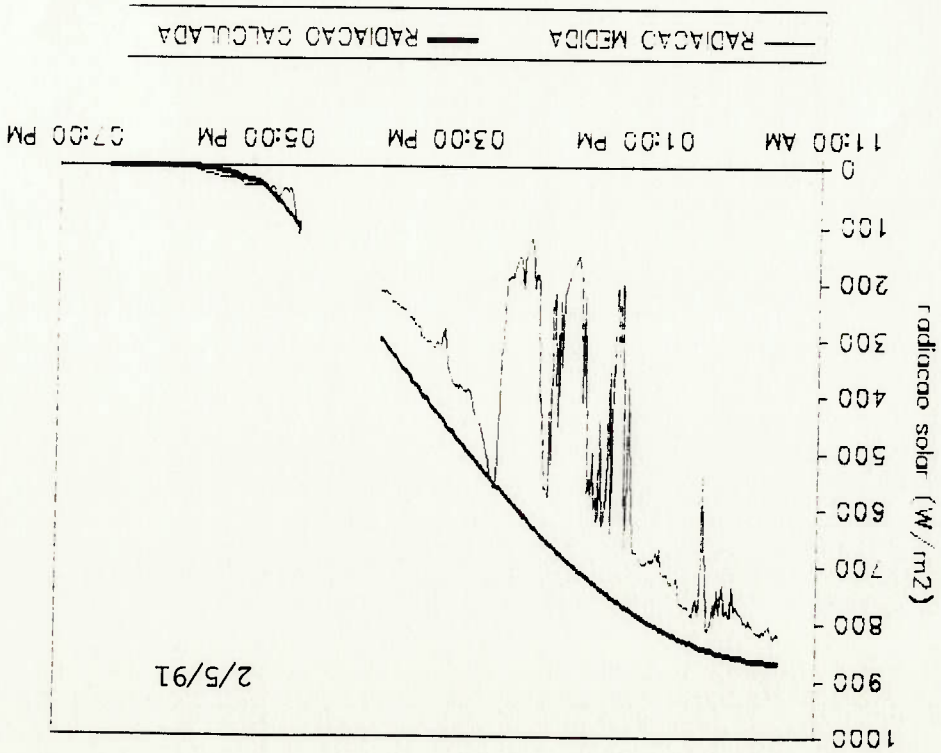


Figura 7.4 Índice de claridade calculado com o veículo parado no pátio da MBB na direção 145°.

Figura 7.5 Radiação medida e calculada com o veículo parado na MBB na direção 325°.

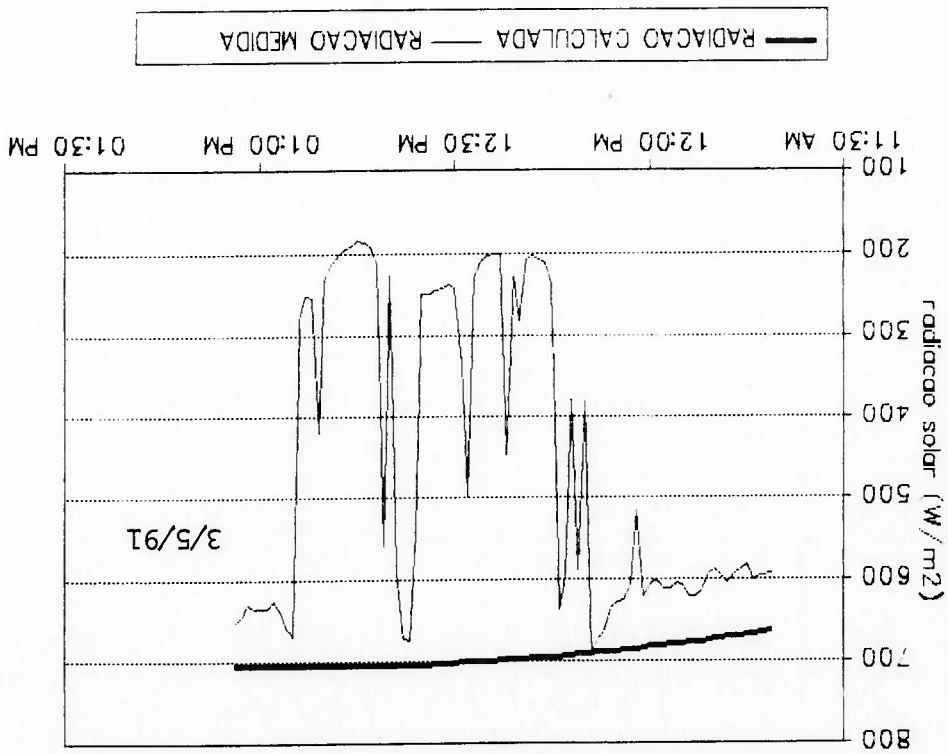
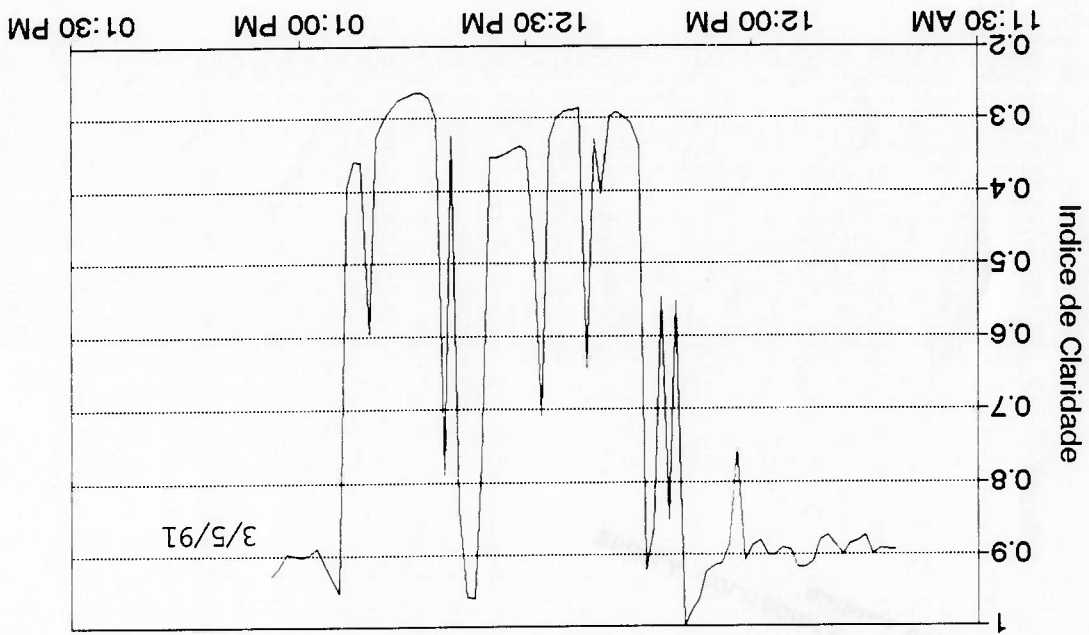


Figura 7.6 Índice de clareza calculado com o veículo parado na MBB na direção 325°.



• Radiação solar medida e calculada

As quedas bruscas da radiação solar nos gráficos 7.1, 7.3 e 7.5 foram causadas por nuvens ou passagens ocasionais do veículo sobre pontes, viadutos, etc... Para a análise das TSFs, foram escolhidos os momentos em que não houveram estas quedas de radiação.

Na figura 7.1, a queda brusca da radiação solar logo após as 12:00 se deu devido à mudança de direção do veículo de 180° (quando se deu início ao trecho de volta à cidade de São Paulo). Nas figuras correspondentes aos dias 1 e 2 (figuras 7.1 a 7.4), os trechos sem os valores medidos e calculados da radiação solar foram momentos de pausa nas medições para a troca de discos de gravação.

Pode-se notar que nos três dias de medições a radiação calculada acompanha bem a radiação medida.

• Índice de claridade

Nos trechos em que não houve muita influência de nuvens, se pode notar um índice de claridade relativamente constante (variações próximas de 0,03). No gráfico de radiação solar do dia 1 (figura 7.1), embora a radiação medida caia bastante às 12:08, o gráfico do índice de claridade (figura 7.2) permanece constante neste horário.

Fizemos as medidas dos trechos em que se obteve um índice de claridade com menor variação:

Tabela 7.2 Média e desvio-padrão do índice de claridade para diversos horários.

Dia	Horário	Índice de claridade médio	Desvio-padrão
1	12:15-12:45	0,957	0,004
2	11:24-12:45	0,90	0,02
3	11:41-12:00	0,89	0,01

Pode-se notar índices de claridade para São Bernardo do Campo (dias 2 e 3) dentro de uma mesma faixa de valor central de 0,9 com desvio-padrão 0,02.

A medição do dia 1, no horário das 12:15 às 12:45 foi feita com o veículo parado à uma distância de 170 km de São Bernardo do Campo (perto da cidade de Tatu). O índice de claridade medido nesta localidade, maior que os medidos em São Bernardo do Campo, pode ser explicado por um menor índice de poluição.

7.3 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS TSEs

7.3.1 Introdução

Como citado no final da revisão bibliográfica, foi notada a necessidade da coleta de dados experimentais para se poder avaliar a rotina de cálculo das temperaturas superficiais exteriores (TSEs) das paredes opacas e vidros, para diversas condições de insolação, velocidade do veículo e temperaturas do ar. A avaliação experimental das TSEs das paredes foi dividida em 3 sub-ítem: um para paredes sob radiação solar (7.2.2), outro para paredes sob condição noturna (7.2.5) e um sub-ítem somente para a análise da TSE do assento do veículo (7.2.4). As TSEs dos vidros ficaram em um 4º sub-ítem e foram analisadas somente sob radiação solar (7.2.3). Nos ítem sobre as TSEs das paredes não foi analisado a TSE da parede traseira porque foi constatado condução de calor do compartimento do motor para a parede, mascarando as medidas das TSEs desta parede, que não levam este efeito em conta.

Como as TSEs e TSCs são temperaturas de equilíbrio, foram escolhidos momentos de análise em que estas temperaturas permaneceram relativamente estáveis (variações médias de $0,4^{\circ}\text{C}$ em intervalos de 5 minutos).

7.3.2 Avaliação experimental do modelo de cálculo das TSEs das paredes

Objetivo

O objetivo deste ítem é a comparação entre os valores medidos e calculados das TSEs das paredes para diferentes situações do veículo, insolação, temperaturas do ar interno e externo e bem como as TSEs calculadas e medidas estão na tabela 7.4.

Condições

Diversas são as variáveis para o cálculo das TSEs das paredes. Define-se a seguir os critérios de leitura, cálculo ou estimativa destas diversas variáveis:

• Índice de claridade

Valores calculados obtidos através das tabelas do ítem B.1 do apêndice B.

- Coeficiente de convecção interna
Adotou-se o valor de h_i medido no dia 3. A velocidade do ar medida no sentido vertical foi de 0,5 m/s. Usando a correlação de placa plana, eq. (3-29) obtivemos um valor de h_i de 3,78 W/m².

- Temperatura do ar externo
Definido como a leitura do termopar de bulbo seco do psicômetro externo.

- Temperatura do ar interno
Foi definida como a média aritmética das leituras dos termopares 37 e 39 que estavam na mesma seção de medição das TSEs.

- Temperatura do solo
As TSEs das paredes laterais foram calculadas com temperaturas de solo diferentes. A TSE da lateral direita foi calculada definindo-se a temperatura do solo como a média aritmética entre a temperatura do asfalto e a temperatura do terreno adjacente à pista. Isto foi feito porque se estimou o fator de forma da lateral direita — asfalto igual a 0,5. A temperatura do solo para a lateral esquerda foi admitida igual à temperatura do asfalto, já que o fator de forma acima citado foi estimado próximo de 1.

- Absortividade solar da parede
Obtivemos da literatura as seguintes absortividades para diversas tintas esmalte:

Tabela 7.3 Absortividades solares para diversas tintas

Cores	Absortividade solar ¹
Amarelo	0,43
Vermelho	0,82
Azul	0,81
Branco	0,27

1 — Estas absortividades foram obtidas através de uma média das absortividades solares para os comprimentos de onda 0,4; 0,5; 0,6 e 0,7 μ m para as diversas cores da ref [14] com os valores de fluxo de radiação solar em função do comprimento de onda da fig 8-63 da ref [13] para uma superfície com ângulo de incidência com a normal 0°, ao nível do mar.

Foi usada uma absortividade da parede igual a 0,55, pois este valor forneceu as TSEs calculadas as mais próximas das medidas. Considerando que as superfícies medidas eram pintadas de um amarelo escuro (foto 7.1), esta absortividade solar não está longe da absortividade solar da cor amarela citada na tabela 7.3.

Foto 7.1 Vista geral do ônibus 0371-RSD

• Temperaturas Superficiais Exteriores

As TSEs das laterais esquerda, direita e do teto foram lidas a partir das tabelas do apêndice E, item E.2.1.

Medidas e resultados

Foi elaborada uma tabela com as TSEs medidas e calculadas. Para cada situação são colocadas as variáveis usadas na rotina de cálculo das TSEs calculadas foram obtidas através da equação 3-45 na rotina de cálculo das TSEs das paredes.

Tabela 7.4 TSEs medidas, calculadas e as diferenças entre ambas

Local	Sit.	Dia	Hora local	Índice clarid	Temp. ext. (°C)	Temp. int. (°C)	Veloc. (Km/h)	Direção	Temp. terr. adj.	Temp. asf.	TSEs Medidas (°C) ¹			TSEs Calculadas (°C) ¹			Difer. entre as TSEs med. e calc. (°C)		
											T	D	E	T	D	E	T	D	E
Castelo Branco	1	1	10:05	0,92	21,7	25,5	54	286,5	29	33	29,8	32,4	21,8	29,4	30,4	22,2	0,4	2,0	-0,4
	2	1	10:54	0,90	24,7	26,4	54	286,5	29	36	32,1	32,0	24,8	32,1	32,0	24,8	0	0	0
	3	1	12:05	0,92	25,7	28	54	286,5	29	42	34,4	34,2	25,8	33,8	32,7	26,3	0,6	1,5	-0,5
	4	1	13:30	0,95	27,2	37,5	0	106,5	42	42	50,2	28,6	50,8	52,7	30,3	50,4	-2,5	-1,7	0,4
	5	1	14:18	0,9469	26,7	19,7	70	106,5	29	42	33,6	27,6	31,6	32,4	26,3	30,4	1,2	1,3	1,2
Patio MBB	6	1	15:05	0,854	25,2	25,7	100	106,5	29	36	28,4	25,8	29,0	28,8	25,1	27,4	-0,4	0,7	1,6
	7	2	12:15	0,942	25	31,5	0	325	42	42	46,2	40,0	28,0	52,2	43,1	28,4	-6,0	-3,0	-0,4
MBB	8	3	12:05	0,921	24	20	0	145	41	41	48,8	26,4	42,4	50,7	28,3	43,4	-1,9	-1,9	-1,2

1 — T - Teto, D - Lateral direita, E - Lateral esquerda.

Análise

Foi elaborada a tabela 7.5 com as médias e os desvios-padrões das diferenças entre as TSEs medidas e as calculadas. Estes valores foram divididos em três grupos: todas as situações, situações com velocidades diferentes de 0 e situações com velocidade do veículo nula.

Tabela 7.5 Médias e desvios-padrões para diversos grupos de diferenças das TSEs.

Média das diferenças		Desvio-padrão das diferenças	
Todas situações	V ≠ 0	Todas situações	V ≠ 0
1,3	0,8	1,3	0,6
			1,7
			V = 0
			2,1

Nota-se que mesmo sem ser ajustada, a rotina de cálculo das TSEs apresenta uma boa precisão para todos os casos, especialmente para com o veículo em movimento. Embora testado para as situações mais críticas, que são para velocidades do ar nula, a rotina de cálculo apresenta resultados razoáveis. Foram feitas algumas simulações para os casos de velocidade nula e verificamos que as TSEs medidas mais baixas que as calculadas poderiam ter sido causadas por ventos de até 5 m/s, de acordo com as previsões meteorológicas da época.

7.3.3 Avaliação experimental do modelo de cálculo das TSEs dos vidros

Objetivo

O objetivo deste item é a comparação entre os valores medidos e calculados das TSEs dos vidros para diferentes situações de velocidade de veículo, insolação, temperaturas do ar interno e externo e temperaturas do solo. Foram escolhidas 8 situações diferentes e os dados, as TSEs calculadas e as medidas estão na tabela 7.8.

Condições

• Temperatura do ar interno

Para cada um dos vidros foi usado o valor lido por uma temperatura indicado na tabela abaixo:

Tabela 7.6 Termopares escolhidos para fornecer as leituras das temperaturas do ar interno para os diversos vidros.

Vidro	Termopar (nº)
Lateral esquerdo	37
Lateral direito	39
Parabrisa	20

A localização dos termopares está na figura D.3 do apêndice D.

• Coeficiente de convecção interna

Para o dia em que foi ligada a ventilação interna, usou-se o valor de h_i igual ao comentado no item anterior: $3,78 \text{ W/m}^2$.

Para os dias em que usou-se a ventilação interna, utilizou-se a seguinte expressão simplificada para o cálculo de h_i por convecção natural [13]).

$$h_i = 1,42 \left(\frac{L}{\Delta T} \right)^{1/4}$$

(7-1)

onde:

$$\Delta T = T_p - T_\infty, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$L = \text{Altura do vidro}$$

Definiu-se T_p igual a TSE medida e T_∞ igual à temperatura do ar interior medida para cada vidro. Calculou-se um h_i para cada vidro através da eq 7-1.

• Temperatura do solo

As temperaturas do solo para o cálculo das TSEs dos vidros laterais foram avaliadas usando-se os mesmos critérios do item anterior. No caso do vidro frontal, a temperatura do solo admitida foi a temperatura do asfalto, pois o fator de forma deste vidro para o asfalto é muito maior que o fator de forma para o terreno adjacente à pista.

• Absortividade e emissividade dos vidros

As absortividades dos vidros foram calculadas usando-se os valores dos coeficientes ópticos (v. item 3.2.3 e item E.7) dos seguintes vidros:

Tabela 7.7 Vidros cujas TSEs foram medidas e respectivos coeficientes ópticos utilizados.

Vidros das TSEs medidas	Coefficientes ópticos utilizados
Vidros laterais (esquerda e direita)	Vidro Blindex, cinza, 6mm
Vidro frontal	Vidro Blindex, incolor, 5mm

Adotou-se uma emissividade do vidro para baixa temperatura (20-22°C) igual a 0,94 ([13,14]).

Medidas e resultados

Foi elaborada a tabela 7.8 com as TSEs dos vidros medidas e calculadas. Para cada situação, são colocadas as variáveis usadas na rotina de cálculo das TSEs dos vidros. As TSEs dos vidros foram calculadas através da equação (3-46).

Análise

Analisando-se as diferenças dos valores das TSEs dos vidros medidas e calculadas verifica-se que a rotina de cálculo das TSEs dos vidros apresentou boa precisão apesar da incerteza dos coeficientes ópticos dos vidros utilizados. A média e o desvio-padrão das diferenças das TSEs dos vidros medida e calculada foram respectivamente 1,9°C e 1,7°C.

O vidro frontal apresentou as maiores diferenças, principalmente quando do veículo parado e não recebendo insolação direta (situação 4 e 8). A diferença média para as temperaturas do vidro frontal foi de 2,8°C e desvio-padrão das diferenças de 1,9°C. Nota-se que as temperaturas calculadas para o vidro frontal sempre foram inferiores às medidas. Verifica-se, com os dados da tabela, que, nas condições em que o vidro frontal e um dos vidros laterais estão na sombra, a menos de uma pequena diferença da temperatura interna (situação 1 e 3), a temperatura do vidro frontal está sempre maior que a do vidro cinza lateral. Ora, se ambos estiverem nestas situações em mesmas condições externas (mesmas temperaturas externas e quase as mesmas condições de irradiação difusa solar (diferenças próximas de 10%) somente se pode aventar as seguintes hipóteses para as temperaturas calculadas mais baixas para o vidro frontal:

. Medida irreal da temperatura do ar interior do vidro frontal;

. A absortividade do vidro frontal é maior que a usada (vidro Blindex transparente, 5mm).

Tabela 7.8 TSEs medidas, calculadas e as diferenças entre ambas

Local.	Sit.	Dia	Hora	Índ. clar.	Temp. ext. (°C)	Temp. int. (°C) ¹			Coef. de conv. int. (W/m ² °C) ¹			Vel. (Km/h)	Dir.	Temp. terr. adj.	Temp. asf. (°C)	TSEs med. (°C) ¹			TSEs calc. (°C) ¹			Dif. TSEs med. e calc. (°C)		
						D	E	F	D	E	F					D	E	F	D	E	F	D	E	F
a	1	1/5	10:15	0,92	21,7	26,0	24,5	26,0	1,93	1,77	1,32	54	286°	29	33	28,4	22,8	25,0	30,5	22,7	25,7	2,1	0,1	0,7
a	2	1/5	10:54	0,90	24,7	27,5	25,9	28,0	2,0	2,03	1,62	54	286°	29	36	30,4	24,8	25,8	34,9	24,6	24,0	-4,5	0,2	1,8
a	3	1/5	12:05	0,92	25,7	29,0	27,0	28,0	1,93	1,59	1,62	54	286°	29	42	31,4	26,1	29,2	35,3	25,7	26,1	-3,9	0,4	3,1
a	4	1/5	13:20	0,93	27,5	37,0	38,0	37,0	2,29	2,73	2,16	0	106°	42	42	32,3	47,6	30,0	30,8	51,1	24,0	1,5	-3,5	6,0
a	5	1/5	14:18	0,95	26,3	19,3	20,0	21,8	2,38	2,64	2,32	70	106°	29	42	24,8	28,4	26,8	24,9	28,4	24,7	-0,1	0	2,1
a	6	1/5	15:05	0,85	25,2	25,7	25,7	25,5	0	1,75	1,12	100	106°	29	36	25,7	27,3	26,0	25,1	26,6	24,6	0,6	0,7	1,4
b	7	2/5	12:15	0,97	25,0	31,0	32,0	29,0	2,68	1,84	2,36	0	325°	42	42	40,2	30,2	39,8	40,9	28,7	37,8	-0,7	1,5	2,0
b	8	3/5	12:05	0,92	24,0	20,0	20,0	26,7	3,78	3,78	3,78	0	145°	41	41	24,2	34,4	27,9	24,8	37,7	22,7	-0,6	-3,3	5,2

a - Tecto em estrada - Castelo Branco

b - Pátio da MBB

1 - D - Vidro de lateral direita, E - Vidro de lateral esquerda, F - Vidro frontal (parabrisas).

Através das medições pode-se perceber o quanto a irradiação solar influi no ganho de calor por condução pelos vidros. Mesmo com temperatura interior mais alta que a temperatura exterior há ganho de calor por condução através do vidro (por exemplo: situação 6 e 4 da tabela 7.8, vidro da lateral esquerda).

7.3.4 Avaliação experimental do cálculo das TSEs do assoalho do veículo

Objetivo

O objetivo deste item é a comparação entre os valores medidos e calculados das TSEs do assoalho do veículo (v. figura D.4, apêndice D) para diferentes velocidades do ônibus, temperaturas externas e temperaturas do asfalto. Foram escolhidas 7 situações diferentes. Os dados e as TSEs do assoalho calculadas e medidas estão na tabela 7.9. Somente foram analisadas e simuladas as medições em que se pode fazer uma boa avaliação da temperatura do asfalto sob o veículo. Como estas avaliações ocorreram somente quando o veículo estava em movimento, foram estas as situações escolhidas para a análise.

Condições

Define-se a seguir os critérios de estimativa das variáveis envolvidas no cálculo da TSE do assoalho.

- Temperatura do ar interno ao compartimento de bagagem

O lado superior do assoalho do veículo se comunicava com o compartimento de bagagem. Estimou-se a temperatura interna do compartimento de bagagem, T_i , sempre igual à temperatura do ar externo, T_e . Isto foi feito porque uma porta do compartimento de bagagem ficou aberta durante as medições.

- Coeficientes de convecção interna

Como não foram medidas as velocidades do ar junto ao lado interno do assoalho, foi assumido um valor de hi recomendado pela ASHRAE: $8W/m^2$ °C, convecção natural em ambientes ventilados.

- Temperatura do solo

O fator de forma assoalho/estrada é elevado. Por isto, a temperatura do solo foi admitida igual à do asfalto.

- TSEs do assalho medidas
- Os valores das TSEs do assalho foram lidos a partir das tabelas do item E.2.4 do apêndice E.

Medidas e resultados

Foi elaborada uma tabela com os valores medidos e calculados da TSE do assalho. Foram escolhidas 7 situações e para cada situação são colocadas as variáveis usadas na rotina de cálculo das TSEs das paredes. As TSEs calculadas foram obtidas através da equação (3-45).

Tabela 7.9 TSEs do assalho medidas e calculadas para diversas situações.

Situação	Dia	Horário	Te (°C)	Temperatura do Asfalto (°C)	Velocidade do ônibus (Km/h)	TSE medida (°C)	TSE calculada (°C)
1	1	10:05	21,7	33	54	22,6	23,2
2	1	10:54	24,7	36	54	24,8	26,3
3	1	12:05	25,7	42	54	26,2	28,1
4	1	14:18	26,3	42	70	29,0	28,3
5	1	15:05	25,2	35	100	26,8	26,2
6	2	19:30	20,2	19	50	22,0	20,0
7	2	20:00	20,0	19	100	21,2	19,9

Análise

Através dos dados da tabela 7.9 pode-se notar uma inércia térmica do assalho, pois na parte da manhã do dia 1 as TSEs do assalho são menores que as da tarde, apesar de estarem quase sob condições de temperatura de asfalto e temperatura do ar externo semelhantes. Isto pode ser verificado melhor no gráfico da TSE do assalho do dia 1 no item E.2.4 do apêndice E.

A inércia térmica pode explicar as TSEs do assalho calculadas mais altas que as medidas na parte da manhã e o inverso à tarde.

Este mesmo fato pode explicar as TSEs do assalho medidas mais altas que as temperaturas do ar externo e do asfalto nas situações noturnas (situações 6 e 7 da tabela 7.9).

Apesar desta inércia térmica a rotina de cálculo das TSEs para as paredes no caso da TSE do assalho apresentou boa precisão para os casos analisados.

7.3.5 Avaliação experimental do cálculo das TSFs das paredes para a condição noturna

Objetivo

O objetivo deste item é a comparação entre os valores medidos e calculados das TSFs da parede (teto, lateral esquerda e direita) para diferentes velocidades do ônibus, temperaturas internas, externas e temperaturas do asfalto. Foram escolhidas 4 situações diferentes. Os dados, bem como as TSFs das paredes calculadas e medidas estão na tabela 7.10.

Condições

Agora as variáveis abaixo comentadas, todas as variáveis apresentadas na tabela 7.10 seguiram o mesmo critério das variáveis do item 7.2.2 (TSFs das paredes sob condição diurna).

- Temperatura do ar interno
Na situação nº 1 (dia 1, veículo parado) admitiu-se a temperatura interna, T_i , igual à externa T_e porque não se mediu nenhuma temperatura interna (o data logger Fluke ficara desligado).

- TSFs das paredes medidas
Foram lidas a partir das tabelas no item F.2.3.

- Temperatura do solo
Na situação de veículo parado não se mediu a temperatura do asfalto durante a noite. Admitiu-se para esta situação a mesma temperatura do asfalto medida com o veículo nas demais situações.

Medidas e resultados

Segue abaixo a tabela 7.10 com as TSFs medidas e calculadas das paredes sob condição noturna. As TSFs das paredes foram calculadas na rotina de cálculo das TSFs das paredes através da equação (3-45).

Tabela 7.10 TSEs das paredes medidas e calculadas para diversas situações noturnas.

Sit. Dia	Horário	Veloc. (Km/h)	Temp. Asfalto (°C)	T _i (°C)	T _e (°C)	TSE medidas ¹ (°C)			TSEs calculadas ¹ (°C)		
						T	D	E	T	D	E
1	1:49	0	19	17,2	17,2	15,6	18,0	18,4	9,8	8,5	8,5
2	19:00	50	19	19,5	19,5	19,1	21,0	19,1	18,9	18,9	17,9
3	19:50	50	19	19,5	19,5	19,0	19,5	18,0	17,9	17,9	17,9
4	20:00	100	19	19,5	19,5	18,8	19,5	18,4	18,3	18,4	18,4

1 - T - Teto; D - Lateral direita; E - Lateral esquerda.

Análise

Nota-se que mesmo sem ser ajustada, a rotina de cálculo das TSEs das paredes para a condição noturna apresenta uma boa precisão, especialmente para com o veículo em movimento. Testado para a situação mais crítica (veículo parado), as temperaturas calculadas deram mais baixas que as medidas por desconhecimento de parâmetros como a temperatura média radiante do céu à noite. Gac [2], em seu artigo, calcula a temperatura superficial de uma superfície horizontal na condição noturna para diversos coeficientes de convecção através de um modelo matemático semelhante ao modelo de cálculo das TSEs. Para um coeficiente de convecção igual a $0 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ obtém uma diferença entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura da superfície de $19,5^\circ\text{C}$. Para um coeficiente de convecção igual a $5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, obtém uma diferença de 9°C .

7.4 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO CÁLCULO DAS TSCs

Objetivo

O objetivo deste item é a comparação entre os valores medidos e calculados das temperaturas da superfície escolhida do compartimento do motor (TSC) para diversos regimes do motor. Os dados e as TSCs calculadas e medidas estão na tabela 7.12. Foram analisadas 4 situações em que a temperatura do motor, T_m, a temperatura do ar no interior do compartimento, T_{ar}, e a TSC medida ficaram relativamente constantes para cada situação.

Condições

- Fator de forma da superfície do compartimento do motor-cano de escape: Estimado em 0,24 conforme cálculos feitos no apêndice D, item D.2.

- Área da superfície do compartimento do motor:

Área calculada de 0,12 m² (apêndice D, item D.3).

- Área do cano de escape:

Área calculada de 0,162 m² (apêndice D, item D.3).

- Emissividade da parte interna do compartimento do motor

A forração interna do compartimento era de papel alumínio. A emissividade adotada foi de 0,1¹.

- Emissividade dos canos de escape

A emissividade foi admitida igual à do ferro oxidado, que é de 0,8¹.

- Coeficiente de convecção interna à cabine

Usou-se o mesmo hi usado para a análise das TSEs das paredes:

3,78 W/m²0C. Não se procurou um valor mais preciso porque este fator foi estimado de pouca influência no cálculo das TSCs.

- Coeficiente de convecção do lado interno do compartimento do motor

Para a determinação dos coeficientes de convecção do lado interno do compartimento, hee, como foi falado no item 6.6.2 do capítulo 6, foram medidas velocidades do ar em três direções ortogonais. Estas medidas foram feitas próximas do ponto de medição da TSC.

Segue uma tabela com as velocidades do ar medidas nas respectivas rotações do motor. Foi colocado também as velocidades do veículo que correspondem estas rotações em estrada plana.

1 - Este valor foi retirado da ref [14] não diferindo muito das outras referências [12], [13].

Tabela 7.11 Velocidade do ar junto à superfície interna da superfície escolhida do compartimento do motor.

Veloc. do veículo (km/h)	Rotação do motor (rpm)	Velocidades do ar (m/s)			
		A	B	C	D
70	1700	1,1 a 1,3 ¹	0,5 a 0,7 ¹	0,5	1,4
50	1200	0,8	0,5	0,6	1,1

A - Velocidade transversal (eixo longitudinal do ônibus

B - Velocidade lateral

C - Velocidade vertical

D - Velocidade total - composição das três velocidades ($\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}$).

1 - Foi usada uma velocidade média para a velocidade total.

Para o cálculo de h_{ce} quando do veículo em movimento, foi usada a eq (3-31). Foram usadas as propriedades do ar para a temperatura de referência de 27°C e um comprimento característico de 0,355m (média entre o comprimento e largura da superfície escolhida do compartimento do motor). No caso de cálculo de h_{ce} para o veículo parado (situação 4 da tabela 7.12), foi usada uma correlação simplificada para o ar, superfície vertical com a face aquecida voltada para baixo [13]:

$$h_{ce} = \frac{3}{4} \cdot 0,61 \cdot \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/5} \quad (7-2)$$

onde:

L = comprimento característico = 0,355m;

$\Delta T = TSC \text{ medida} - T_{ar}$.

• Temperaturas do ar interno à cabine

As temperaturas do ar interno à cabine, T_i , (temperatura do ar na toaleta), foram lidas a partir dos gráficos do item E.4.3 do apêndice E.

• Temperaturas do coletor de escape, do ar interno ao compartimento do motor e a TSC medida

Valores lidos a partir da tabelado, item E.4.2 do apêndice E.

Medidas e resultados

Foi elaborada a tabela 7.12 com as TSCs medidas e calculadas. Para cada situação são colocadas as variáveis usadas na rotina de cálculo das TSCs. As TSCs calculadas foram obtidas através da equação (3-54).

Tabela 7.12 TSCs medidas, calculadas e as diferenças entre ambas.

Sit. Dia	Horário	Vel. do veículo (Km/h)	T _i (°C)	T _m (°C)	T _{ar} (°C)	h _{ce} (W/m ² °C)	TSC med. (°C)	TSC calc. (°C)	Dif. TSC med.-calc. (°C)
1	01/05	50	29	107,6	52,6	6,27	56,0	56,7	-0,7
2	01/05	50	32	95,6	50,2	6,27	52,6	52,5	-0,1
3	01/05	70	30	118,4	58,8	7,07	66,4	62,0	+4,4
4	01/05	0	36	72,4	49,2	1,19	52,0	51,2	+0,8

Análise

Comparando-se as TSC medidas e calculadas percebe-se que a rotina de cálculo das TSC apresentou uma boa precisão, especialmente para as situações 1, 2 e 4.

É possível se notar a influência da troca térmica por radiação da superfície do compartimento do motor com os canos de escape. Quanto maior a temperatura dos canos de escape, T_m, maior a diferença entre a TSC medida e a temperatura do ar no interior do compartimento, T_{ar}, para coeficientes de convecção com valores próximos:

Tabela 7.13 Diferenças entre as TSC medidas e a temperatura do ar no interior do compartimento do motor, T_{ar}, em função das diversas temperaturas dos canos de escape do motor, T_m.

Situação ¹	T _m (°C)	h _{ce} (W/m ² °C)	TSC medida - T _{ar} (°C)
1	107,6	7,07	3,4
2	95,6	6,27	2,4
3	118,4	6,27	7,6

1 - Fazem referência à tabela 7.12.

7.5 Avaliação experimental do cálculo da carga térmica total

7.5.1 Objetivo

Define-se carga térmica total como a somatória de todas as cargas térmicas existentes em um recinto (volume de controle).

O objetivo desta avaliação experimental é a comparação entre a carga térmica total calculada e medida para a cabine de um ônibus em uma determinada situação. A seguir (7.5.2), é comentada como foi medida a carga térmica total. No item seguinte (7.5.3) é explicado como é calculada a carga térmica total, para a mesma situação da carga medida, através de suas diversas cargas componentes. No final (7.5.4) é feita uma comparação entre a carga medida e a calculada.

7.5.2 Medição da carga térmica total

Condições

• Carga térmica total

A carga térmica total medida, $(CTT)_m$, será calculada por:

$$(CTT)_m = \dot{m}_{ar} \cdot (I_m - I_{in})$$

(7-3)

onde:

\dot{m}_{ar} = vazão mássica do sistema de ar condicionado (kg/s);
 I_m = entalpia média do ar no interior da cabine (J/kg);
 I_{in} = entalpia média do ar de insuflamento (J/kg).

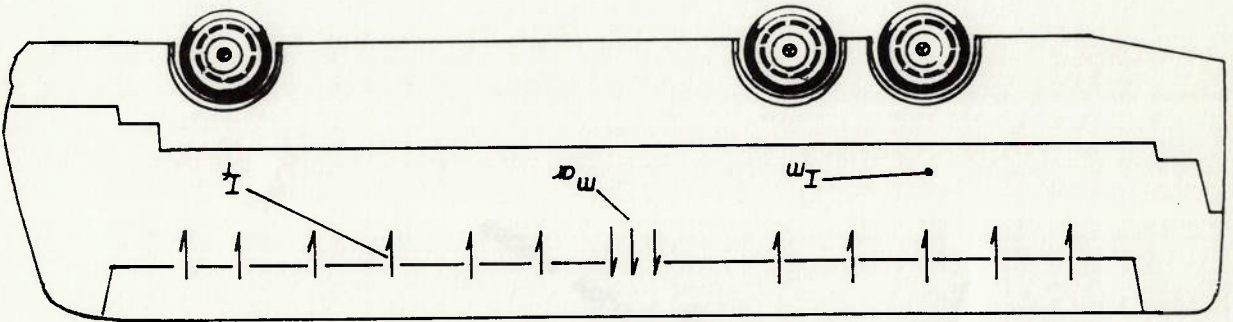


Figura 7.7 Parâmetros medidos para o cálculo da carga térmica total

Para cargas térmicas latentes muito pequenas segue a seguinte simplificação:

$$I_m - I_n = C_{par} (T_i - T_m) \quad (7-4)$$

onde:

C_{par} = Calor específico do ar;
 T_i = Temperatura média do ar no interior da cabine;
 T_m = Temperatura média de insuflamento.

• Temperatura média do ar no interior da cabine
 Definiu-se como T_i , a média aritmética de todas as 25 medidas de temperaturas do ar interior (v. item 6.5.1 e fig D.2 e D.3 do ap. D).

• Temperatura média de insuflamento
 Definiu-se T_m como sendo a média aritmética das três leituras de temperaturas de insuflamento (v. item 6.5.1 e figura D.4 no apêndice D).

• Vazão mássica do sistema de ar condicionado
 Valor medido conforme item 6.6.4.

Medidas e resultados

O início da medição deu-se às 11:40 do dia 3/5/91. Neste horário foi ligado o ar condicionado e o sistema de gravação de dados. Todos os vidros das janelas foram fechados para se evitar infiltração de ar externo. A janela da toaleta ficou aberta, mas sua porta, fechada. Somente ficou uma pessoa no interior do ônibus durante a medição. O sistema de ar condicionado foi desligado às 12:40.

Por um problema no termostato do compressor, a T_i não se estabilizou, caindo a uma vazão de 1,7°C a cada 15 minutos (7°C em 1 hora). Para a análise da carga térmica foi escolhido o horário das 12:05. Este foi o horário em que as TSFs se mantiveram mais estáveis. Segue o valor das medidas feitas para o cálculo da carga térmica total medida.

• Temperatura do ar interno

A figura 7.8 mostra a distribuição das temperaturas medidas do ar interno da cabine:

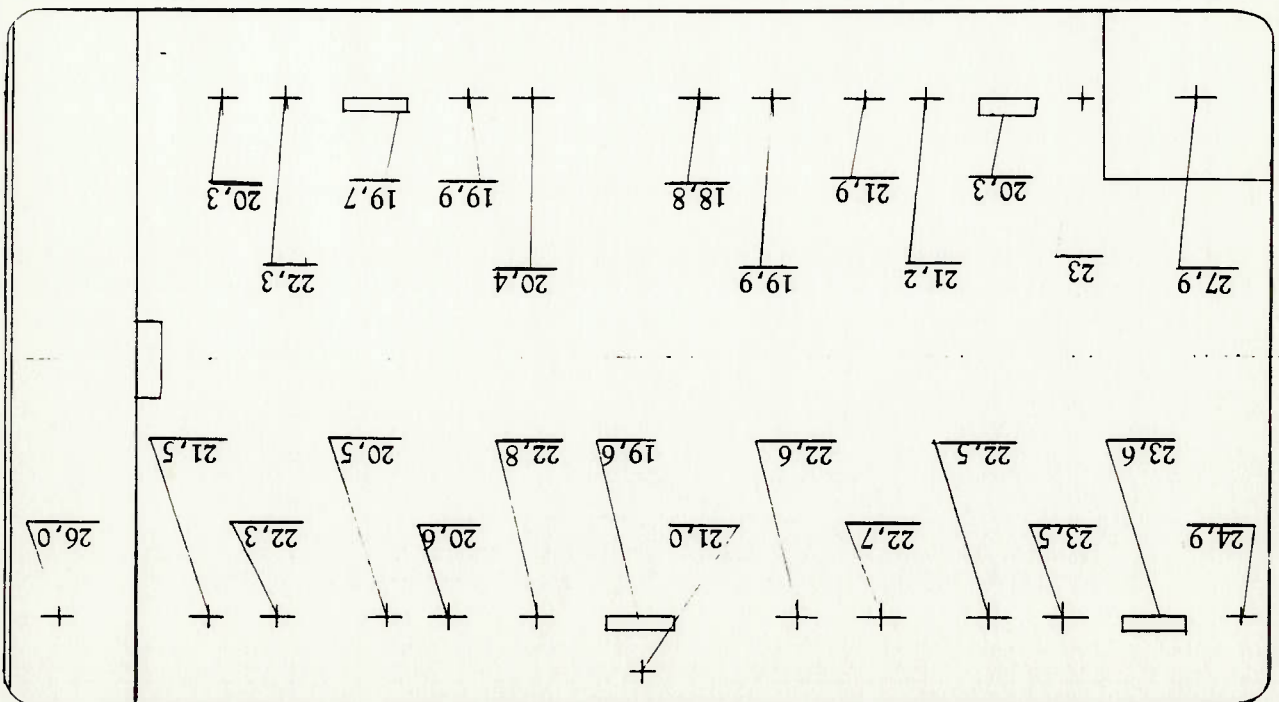


Figura 7.8 Distribuição das temperaturas do ar na cabine, medidas às 12:05 do dia 3/5/91.

A T_i calculada foi de 22,2°C.

- Temperatura média de insuflamento
- As temperaturas de insuflamento medidas foram:

- T_{im} no meio do veículo = 9,2°C;
- T_{im} na frente do veículo = 12,6°C;
- T_{im} na traseira do veículo = 10,3°C.

Obteve-se assim uma T_{im} média de 10,7°C.

- Vazão mássica de ar no sistema de ar condicionado
- O cálculo da vazão está no item B.5.1 do apêndice B. A vazão calculada foi de 0,632 kg/s.

- Calor específico do ar

C_{par} foi escolhido a temperatura de referência de 27°C: 1.005,3 J/kg °C [13].

- Carga térmica total medida

O valor calculado segundo Eq. (7-3) foi de 7.305 W.

7.5.3 Cálculo da carga térmica total pelo Simulador de Carga Térmica

A carga térmica total será a somatória das seguintes cargas térmicas²:

- Condução através de paredes e vidros;
- Condução através das paredes do motor;
- Radiação solar através dos vidros;
- Pessoas;
- Equipamentos.

Comentaremos em seguida como foram calculadas cada uma destas cargas térmicas:

a) Condução através de paredes e vidros

Condições

- Temperaturas superficiais exteriores
- Usou-se as TSFs medidas.

- Coeficiente de convecção interna
- Foi usado o valor de $3,78 \text{ W/m}^2\text{°C}$ (v. item 7.2.2)

- Temperatura do ar interno

- Paredes traseira — leitura do termopar nº 55 (v. fig D.3);
- Vidro frontal — leitura do termopar nº 20 (v. fig D.3).

Para outras superfícies admitiu-se como T_i a T_i média calculada no item anterior (7.4.2).

- Areas e as resistências térmicas das superfícies
- Valores indicados no item 6.3 e no item D.1 do apêndice D.
- Carga térmica de condução
- Calculada segundo equação (3-21).

2 - Não se admitiu a carga térmica por infiltração de ar porque a vazão de ar por infiltração calculada foi muito pequena ($2,81 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). Os detalhes do cálculo estão no item E.5.2 do apêndice E.

Resultados

Foi elaborada a tabela 7.14 com as cargas térmicas por condução através das diversas superfícies da cabine:

Tabela 7.14 Carga térmica por condução através de diversas superfícies.

Superfícies	R_c (m^2 C/W)	TSE^2 ($^{\circ}C$)	T_1 ($^{\circ}C$)	Área (m^2)	Carga Térmica (W)
Lateral direita	1,1428	26,4	22,2	17,97	53,6
Lateral esquerda	1,1428	42,2	22,2	17,32	246,1
Parede traseira	0,7894	48,4	25,3	2,61	57,2
Assolho da Cabine	0,1454	27,2	22,2	30,34	370,3
Teto	0,7894	48,8	22,2	27,23	687,4
Vidros da lat. dir.	0,00641	24,2	22,2	7,00	51,7
Vidros da lat. esq.	0,00641	34,4	22,2	7,00	315,9
Vidro frontal	0,00641	27,9	26,5	3,73	4,2
Vidro da porta ¹	0,00641	28,3	26,5	1,05	7,0
Vidro do motorista ¹	0,00641	33,9	26,5	0,69	18,9
CARGA TÉRMICA P/ CONDUÇÃO					1.812,3

1 - As TSEs destes vidros foram calculados no SCT.
2 - TSEs medidas

b) Condução através das paredes do compartimento do motor

b.1) Superfície do compartimento do motor submetida à radiação térmica do motor.

Condições

- TSC, T_1 , T_{ar} , h_{ce} , h_i
- Foram adotados os mesmos valores medidos com o motor em marcha lenta do dia 1/5.
- Área e resistência térmica por condução
- Vide item D.4 do apêndice D.
- Carga térmica por condução
- Valor calculado segundo equação (3-52).

Resultados

Segue a tabela 7.15 com os valores usados para o cálculo da carga térmica por condução.

Tabela 7.15 Carga térmica através da superfície do compartimento submetida à radiação térmica do motor.

TSC (°C)	T _i (°C)	R _c (m ² °C/W)	Área (m ²)	h _i (W/m ² °C)	Carga Térmica (W)
52	27,9	0,6935	0,12	3,78	3,02

b.2) Outras superfícies do compartimento do motor

Condições

- Temperatura do ar no interior do compartimento do motor
- Use-se o valor medido no horário da análise (12h05min).

- Coeficiente de convecção do lado interno ao compartimento
- Foi usado o valor calculado do dia 1/5 com o motor em marcha lenta.

- Carga térmica por condução
- Foi utilizada a eq (3-55).

Resultados

Segue a tabela 7.16 com os valores usados para o cálculo da carga térmica por condução.

Tabela 7.16 Carga térmica através de outras superfícies do compartimento do motor.

Superfície	T _{ar} (°C)	T _i (°C)	h _{ce} (W/m ² °C)	h _i (W/m ² °C)	R _c (m ² °C/W)	Área (m ²)	Carga Térmica (W)
Teto do compartimento	49	27,9	6,00	3,78	0,635	1,36	30,65
Parede frontal	49	27,9	6,00	3,78	1,012	3,45	20,07

c) Radiação solar através dos vidros

Condições

Foram usados os seguintes dados para o cálculo da carga térmica através dos vidros:

- Localidade : São Bernardo do Campo;
- Índice de claridade: 0,92 (v. item E.1 do apêndice E);
- Horário : 12:10;
- Direção do veículo : 145°.

Resultados

Segue a tabela 7.17 com as cargas térmicas referentes à radiação solar através dos vidros. O cálculo das cargas térmicas foi feito através da rotina de cálculo de carga térmica de radiação solar pelos vidros pela equação (3-56).

Tabela 7-17 Carga térmica de radiação solar através dos vidros.

Vidros	Área (m ²)	Carga Térmica (W)
Lateral direita	7,00	200,8
Lateral esquerda	7,00	711,7
Frontal	3,73	215,2
Porta (direita)	1,05	66,9
Motorista (esquerda)	0,69	153,6
CARGA TÉRMICA de radiação solar pelos vidros		1.348,2

d) Pessoas

Como havia somente uma pessoa sentada dentro do ônibus quando da medição, admitiu-se para ela uma carga térmica de 100 W.

e) Equipamentos

Admitiu-se como carga térmica referente a equipamento o valor da potência de placa indicada nos seguintes aparelhos instalados no interior do ônibus.

Tabela 7.18 Potência dos equipamentos.

Equipamento	Potência (W)
Data logger Fluke	120
Micro computador PC	120
POTÊNCIA TOTAL (W)	240

f) Carga térmica devido a resfriamento interno

O programa 'Simulador Carga Térmica' foi elaborado para cálculo de cargas térmicas assumindo a hipótese de regime permanente. Por ter ocorrido uma queda contínua da temperatura do ar interno, houve a necessidade de se incluir nesta análise o cálculo de uma carga térmica adicional, referente ao resfriamento de toda a massa interna do veículo.

Os elementos considerados sob resfriamento interno foram: estruturas metálicas das poltronas, dutos de insuflamento, janelas, piso e revestimento interno de plástico.

Condições

- Carga térmica de resfriamento

Esta carga térmica será calculada por:

$$Q = \sum_{i=1}^n M_i \cdot C_{p_i} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t}$$

onde:

- M_i = Massa do material considerado, kg;
- C_{p_i} = Calor específico do material considerado, KJ/kg °C;
- ΔT = Queda de temperatura, °C;
- Δt = Tempo de resfriamento, s.

- Massas consideradas

O cálculo das massas dos materiais considerados estão no apêndice E, item

E.8.

- Quedas de temperatura e tempos de resfriamento

• Quedas de temperatura e tempos de resfriamento
 O tempo de resfriamento foi considerado de 1 hora e foi medida a queda de temperatura média através dos gráficos da temperatura do ar interno em diversos locais na cabine. Estes gráficos estão no apêndice H, item E.5.3.

Resultados

As massas, os valores específicos, as quedas de temperaturas e o tempo de resfriamento dos diversos materiais internos à cabine, bem como suas respectivas cargas térmicas de resfriamento estão na tabela 7.19 abaixo:

Tabela 7.19 Cargas térmicas de resfriamento dos materiais internos à cabine.

Material	Massa (kg)	C_p (KJ/kg°C)	ΔT (°C)	Δt (horas)	Carga Térmica de Resfriamento (W)
Aço	2.012	0,465 ¹	7	1	1.819
Vidro	168	0,8 ¹	7	1	273
Plástico	106	1,525 ²	7	1	314
Madeira	307	2,8 ¹	7	1	1.670
					4.076

1 - Retirada da referência [13].
 2 - Retirada da referência [18].

g) Carga térmica total

A carga térmica total que age na cabine do ônibus é a soma de todas as suas componentes:

Tabela 7.20 Componentes da carga térmica total.

Componentes da Carga Térmica Total	Cargas Térmicas (W)
Condução através de paredes e vidros	1.812
Condução através do compartimento do motor	54
Radiação solar através dos vidros	1.348
Pessoas	100
Equipamentos	240
Resfriamento interno	4.076
Carga Térmica Total	7.630

7.5.4 Comparação entre a carga térmica total medida e a calculada

Segue abaixo o valor da carga térmica medida e a calculada:

Tabela 7.21 Valores das cargas térmicas totais medidas e calculadas.

Carga Térmica Total Medida (W)	7.625
Carga Térmica Total Calculada (W)	7.630

Embora as cargas térmicas totais medidas e calculadas tenham dado bastante próximas, sabe-se que os erros envolvidos são bem maiores, talvez próximos de 5%. Isto mostra que o programa 'Simulador de Carga Térmica' pode prever cargas térmicas em sistemas de ar condicionado veiculares com bastante precisão. Este fato o capacita como uma boa ferramenta para análise e simulação das diversas fontes térmicas que agem em um veículo.

Embora a queda contínua de temperatura tenha acontecido por falha do termostato do sistema de controle de temperatura, o ocorrido pode ser considerado como o transiente que ocorre na temperatura do ar interno quando do início de funcionamento do sistema de ar condicionado. Este transiente na literatura americana é conhecido como "cool down". Através da tabela 7.20 pode-se perceber a importância da carga térmica de resfriamento interno em períodos de "cool down" pois, no caso testado, ela representa mais de 50% da carga térmica total.

7.6 Cálculo de carga térmica para situação de verão e inverno

7.6.1 Introdução

Uma vez terminada as avaliações experimentais das diversas rotinas do programa 'Simulador de Carga Térmica', resolveu-se calcular as cargas térmicas totais para uma situação de verão e outra de inverno.

Foi escolhida a cidade de Recife e Nova York para os cálculos no verão e no inverno, respectivamente. A data de cálculo escolhida foi 21 de janeiro para ambas situações. Foi feito um estudo, na condição de verão, da influência da direção e do horário em 3 cargas térmicas externas: condução através de paredes e vidros e radiação solar através de vidros. Para o horário e a direção crítica, foi estudada a

Influência da cor do veículo e dos vidros para estas cargas térmicas. São calculadas as cargas térmicas totais para as condições de verão e inverno e as distribuições das porcentagens entre as diversas cargas térmicas componentes.

7.6.2 Cálculo de carga térmica de refrigeração para situação de verão

Foram feitos cálculos de carga térmica para a situação de verão, definida com as seguintes condições:

— Localidade: Recife;

. Latitude: $8,04^{\circ}$;

. Longitude: $34,88^{\circ}$;

. Zona horária: 3.

— TBS \ TBU externa: $30/25^{\circ}\text{C}$;

— TBS interna: 25°C ; 60% umidade relativa;

— Temperatura do asfalto: 39°C ;

— Índice de claridade: 1;

— Velocidade do veículo: 0 km/h;

— Absortividade da parede: 0,82 (esmalte vermelho);

— $h_i = 8,33 \text{ W/m}^2\text{C}$;

— Vidro: todos transparentes, Blindex 5mm.

A composição de materiais e áreas da cabine e do compartimento do motor foram as mesmas usadas na verificação geral do SCT.

Foram feitas simulações de carga térmica por condução, pelas paredes e vidros e por radiação solar pelos vidros⁴. Também foi calculado a carga térmica parcial que é definida como a somatória das cargas térmicas de condução através de paredes e vidros e carga térmica de radiação solar através dos vidros.

As cargas térmicas foram calculadas para 6 horários: das 7 às 12 horas, de 1 em 1 hora. O veículo foi posicionado em 8 direções de 0 a 315° com variações de 45° .

3 - Condições retiradas da referência [10].

4 - As cargas térmicas apresentam a somatória da carga térmica cada uma das paredes do ônibus (teto, laterais, parede traseira e assoalho) e dos vidros (lateral esquerdo, direito e frontal).

Segue a tabela com as cargas térmicas e os dados acima comentados.

Tabela 7.22 Diversas cargas térmicas da cabine do ônibus para diversos horários e direções do veículo na condição de verão.

Cargas Térmicas	Horas	0°\N	45°\NE	90°\E	135°\SE	180°\S	225°\SW	270°\W	315°\NW
Condução	7	2.336	2.259	1.919	1.998	2.299	2.303	2.064	2.096
	8	2.850	2.780	2.436	2.501	2.780	2.807	2.509	2.584
Paredes pelas	9	3.133	3.081	2.810	2.797	3.073	3.109	2.890	2.897
	10	3.215	3.212	3.004	2.929	3.098	3.219	3.044	2.959
Condução	11	3.124	3.195	3.165	2.938	3.050	3.162	3.176	3.013
	12	3.116	3.069	3.191	3.187	2.998	2.974	3.106	3.140
Condução pelos	7	481	695	427	526	601	441	119	211
	8	583	755	521	572	735	571	169	275
Condução pelos	9	566	726	550	552	725	566	192	237
	10	410	575	510	398	563	444	209	125
Condução	11	190	315	357	350	378	378	282	90
	12	186	150	283	396	317	351	354	279
Radiação Solar pelos	7	4.105	5.123	3.544	4.008	4.659	3.793	1.735	2.216
	8	4.498	5.244	4.014	4.233	5.198	4.387	1.991	2.511
Radiação Solar pelos	9	4.175	4.904	4.066	4.071	4.904	4.172	2.102	2.361
	10	3.226	4.004	3.734	3.247	3.905	3.361	2.204	1.858
Radiação pelos	11	2.197	2.716	2.875	2.971	3.066	3.001	2.599	1.694
	12	2.180	2.032	2.606	3.109	2.729	2.968	2.860	2.522
Carga Térmica	7	6.992	8.077	5.890	6.532	7.559	6.537	3.917	4.523
	8	7.931	8.799	6.971	7.306	8.713	7.765	4.669	5.370
Parcial (1+2+3)	9	7.868	8.711	7.426	7.420	8.702	7.847	5.184	5.495
	10	6.851	7.791	7.248	6.574	7.566	7.024	5.457	4.941
(1+2+3)	11	5.511	6.226	6.397	6.259	6.493	6.542	6.057	4.797
	12	5.482	5.251	6.080	6.692	6.044	6.299	6.320	5.942

Pode-se observar os seguintes fatos da tabela:

1) Com o veículo posicionado à 270°\W a carga térmica de condução através das paredes aumenta para horários crescentes. Isto se deve a que a maior área exposta à radiação (teto) tem a sua radiação incidente aumentada no decorrer das horas.

2) A condução e a radiação solar diminui para o veículo posicionado para o sul ou norte com os horários crescentes, ao contrário do que ocorre com a condução através da parede.

Isto se deve a que menor é a radiação incidente (menor é o ângulo entre os raios

solares e a normal do vidro, θ) da maior área envidraçada (lateral esquerda ou direita) para horários crescentes.

3) A carga térmica de radiação solar e de condução através dos vidros variam de um mesmo modo para todas as direções e horários. Isto mostra que o fator primordial para estas cargas é o ângulo entre a radiação solar e a normal do vidro.

4) Como no período do ano e na latitude escolhida o sol "corre" na abobada celeste ligeiramente para o norte, o máximo ganho de calor através da parede foi na direção $225^\circ S$ W às 10:00 onde ficam sob radiação solar o teto, traseira e a lateral direita.

5) Pela mesma razão, as máximas cargas térmicas por condução e radiação solar pelos vidros ocorrem para a direção inversa, ou seja, com a frente do veículo para a direção $45^\circ NE$ às 8 horas.

6) O valor máximo da carga térmica parcial, CT_p , foi de 8.779 W ($45^\circ NE-800$). O valor mínimo de 3.917 W ($270^\circ W-7:00$). O valor médio de todas as CT_p foi de 6.521 W com um desvio-padrão de 1.215 W.

Para a situação de máxima carga térmica parcial foram verificadas as influências de cor e vidros. Para isto, foram calculadas as cargas térmicas para veículos com três cores e três vidros.

Seguem as tabelas com as diversas cargas térmicas para diversas velocidades:

Tabela 7.23 Cargas térmicas de condução através das paredes do ônibus para diversas cores e velocidades, calculadas para o veículo na direção de 45° às 8:00.

Cargas Térmicas de Condução Através das Paredes (W)		Velocidade do ônibus (Km/h)	
Cor das Paredes	Absorvidade Solar	0	40
Branca	0,23	1.371	1.192
Amarela	0,55	2.040	1.481
Vermelha	0,82	2.799	1.829
			100

Tabela 7.24 Carga térmica por condução através dos vidros do ônibus (lateral esquerda, direita e frontal) para diversos tipos de vidros e velocidades; calculadas para veículo na direção de 45° as 8:00.

Cargas Térmicas por Condução Através dos Vidros		Tipos de Vidro		
		0	40	100
Verde	1.631	1.304	931	
Cinza	1.801	1.372	973	
Transparente	755	729	708	
		Velocidade do ônibus		
		0	40	100

Tabela 7.25 Carga térmica por radiação solar através dos vidros para diversos tipos de vidro, calculada para o veículo na direção de 45° as 8:00.

Cor dos Vidros		Carga Térmica por Radiação Solar Através dos Vidros (W)		
Verde	3.159			
Cinza	2.985			
Transparente	5.244			

Tabela 7.26 Carga térmica por radiação solar e condução através dos vidros para diversos tipos de vidros, calculada para o veículo na direção de 45° as 8:00.

Carga Térmica por Radiação Solar e Condução Através dos Vidros (W)		Velocidade do ônibus (km/h)		
		0	40	100
Verde	4.790	4.463	4.090	
Cinza	4.786	4.357	3.958	
Transparente	5.999	5.973	5.952	
Cor dos Vidros	0	40	100	

Pode-se notar na tabela 7.23 que, para a cor branca, a carga térmica por condução através das paredes não varia tanto com a velocidade, principalmente de 0 a 40 Km/h, como as cores de maior absorvidade solar (amarela e vermelha). Para estas últimas cores (amarela e vermelha), a carga térmica por condução cai quase para a metade quando a velocidade do ônibus passa de 0 para 40 Km/h. Para o veículo parado, a cor branca apresenta uma redução de 51% com relação à cor vermelha, para a carga térmica através das paredes. A redução é de 35% para o veículo à velocidade de 40 Km/h.

Pela tabela 7.24 pode-se notar que o vidro cinza apresenta uma carga térmica por condução maior que o do vidro verde, mas pela tabela 7.25, o vidro cinza apresenta uma carga térmica de radiação solar menor que o mesmo vidro verde.

Somando-se as duas componentes para o mesmo vidro (radiação + condução) pela tabela 7.26, nota-se que o vidro cinza possui uma carga térmica ligeiramente inferior ao do vidro verde para toda a faixa de velocidades. O vidro cinza ou verde apresenta uma carga térmica global (condução + radiação através do vidro) quase que 50% menor que o transparente para toda a faixa de velocidades. Calculando-se a carga térmica parcial para a situação de seu valor máximo, com os valores das cargas térmicas de condução com a cor branca (tabela 7.23) e a carga térmica por condução e radiação solar com vidros cinzas (tabela 7.26), pode-se perceber uma redução de 30% na carga térmica parcial.

Para se avaliar a vantagem ou não da adoção de determinados vidros ou cores externas para se diminuir a carga térmica em determinada situação, é necessário se saber o quanto a adoção destes fatores irá diminuir a carga térmica total.

Calculamos a carga térmica total para a situação de máxima carga térmica parcial e colocamos abaixo suas respectivas componentes:

Tabela 7.27 Carga térmica total para a condição de máxima carga térmica parcial e suas respectivas componentes.

Cargas Térmicas	Valor (W)	Porcentagem
Condução através das paredes	2.296	12%
Condução através dos vidros	755	4%
Radiação solar através dos vidros	5.244	28%
Condução através do comp. do motor ²	54	1%
Pessoas (52 passageiros + 1 motorista)	5.575	29%
Admissão de ar externo ¹	4.147	22%
Motores de ventilação	720	4%
CARGA TÉRMICA TOTAL	18.791	100%

1 - A vazão máxima foi admitida considerando uma vazão mínima de ar por passageiro de 2,5V/s [10].

2 - Foi admitido o mesmo valor da carga térmica através do compartimento do motor calculado na experiência de avaliação global da carga térmica item

Verifica-se através da tabela 7.27 que a carga térmica por condução pelos vidros e paredes e por radiação solar pelos vidros são responsáveis, neste caso, de 44% da carga térmica total.

Através dos valores de condução das paredes para a cor branca na tabela 7.23 e das cargas térmicas de condução e radiação para os vidros cinzas na tabela 7.26 nota-se uma redução de 11% na carga térmica total, se adotadas estas características na situação de máxima carga parcial (8:00, 45°/NE).

7.6.3 Cálculo de carga térmica de aquecimento para situação de inverno

Escolheu-se como situação de inverno as seguintes condições:

- Localidade: Nova York, USA;
- . Latitude: 40,78°;
- . Longitude: 74,00°;
- . Zona horária: 5.

— TBS externo: -9°C, Ur = 100%;

— TBS interna: 20°C, 30% de umidade relativa;

— Temperatura do asfalto: 0°C;

— Índice de claridade: 0,8;

— Absortividade da parede: 0,82;

— $h_i = 8,33 \text{ W/m}^2\text{C}^\circ$;

— Vidros: Transparentes, Blindex 5 mm;

— Admissão de ar externo: 2,5 l/s por pessoa;

— Cabine: a mesma cabine (áreas e materiais) usada no cálculo de carga térmica de

refrigeração;

— Compartimento do motor:

É usado a mesma geometria e isolantes térmicos usados no item anterior. Usou-se um $T_{ari} = 16^\circ\text{C}$. Por simplificação não se considerou a área submetida à radiação térmica do motor⁵.

— Direção: Foi escolhida a direção de 180°S para o ônibus receber insolação pelos vidros frontal e lateral esquerdo;

— Horário: 9h00min;

— Data: 21 de janeiro;

— Pessoas: 52 pessoas e 1 motorista;

— Carga térmica pelos motores e ventiladores: 720 W;

— Velocidade: 100km/h.

Com estes dados chegou-se à seguinte composição da carga térmica total:

5 - A área é bastante pequena.

Tabela 7.28 Composição da carga térmica total para a situação de inverno.

Cargas Térmicas	Valor (W)
Condução através das paredes	-2.350
Condução através dos vidros	-1.795
Radiação solar através dos vidros	3.257
Condução através do comp. do motor	15
Pessoas	5.575
Admissão de ar externo	-6.749
Motores e ventiladores	720
CARGA TÉRMICA TOTAL	-1.327

Verifica-se que o fator que mais contribuiu com a carga térmica de refrigeração é a admissão de ar externo. A carga térmica total de aquecimento para esta situação é menor que a carga térmica total de refrigeração porque aquela é atenuada pelas cargas internas e pela carga térmica solar pelos vidros, caso seja dia. A atenuação seria bem menor, neste caso, caso o veículo estivesse recebendo insolação pela traseira. Isto ocorreria caso o veículo estivesse na direção de 315°, onde a carga térmica da radiação solar pelos vidros cairia do valor de 3.257 W para 353 W.

7.7 Conclusões finais

Foram alcançados os seguintes resultados das propostas iniciais:

1) Foi feito um programa de simulação de cargas térmicas para cabines de veículos automotivos. O programa possui rotinas de cálculo de avaliação das temperaturas superficiais externas (TSFs) de paredes e vidros para o cálculo de ganhos de calor por condução. Calcula também as temperaturas superficiais do compartimento do motor (TSCs) e a carga térmica de radiação solar através dos vidros. Outras cargas térmicas são calculadas através de metodologia da ASHRAE;

2) Foram medidas e calculadas as TSFs para diversas condições de radiação solar, velocidade de veículo e temperaturas do ar interno e externo para diversas superfícies de paredes e vidros. Houve uma boa concordância entre os valores medidos e calculados (diferenças em torno de 1,6°C). Ação de vento no restreamento das superfícies exteriores das paredes quando do veículo parado e uma inércia térmica do assalto foram percebidos nas medições. Para a condução

de veículo parado à noite, as TSFs calculadas foram bem menores (em média 8°C menores que as medidas);

3) O modelo de radiação solar apresentou uma boa concordância com a radiação solar medida. Para a cidade de São Bernardo do Campo, as medições indicaram um índice de claridade igual a 0,90;

4) As TSCs medidas e as calculadas apresentaram uma diferença em torno de 1,5°C para TSCs em torno de 55°C, para diversas condições de regime de motor;

5) Com a correção feita para a carga térmica de resfriamento interno o SCT apresentou precisão menor que 5% para o cálculo da carga térmica total.

6) Foram feitas simulações de cargas térmicas para situações de verão e de inverno. Notou-se uma grande variação da carga térmica de refrigeração por condução e radiação solar em função do horário e da direção do veículo.

Nota-se, portanto, a adequação do programa como bom simulador das cargas térmicas por condução e por radiação solar através dos vidros. Estes dois tipos de carga térmica, para situações típicas de verão, são responsáveis por quase 50% da carga térmica total. O simulador apresenta-se como uma importante ferramenta para a adequação dos sistemas de refrigeração dos veículos em função das localidades, rotas e características dos veículos como pintura e tipos de vidros.

Não foi nosso objetivo esgotar completamente o estudo dos tópicos aqui tratados. Visualizam-se algumas possibilidades de desenvolvimento futuro:

1) Uma melhor avaliação experimental da carga térmica total do Simulador de Carga Térmica, SCT, com uma estabilização da temperatura do ar interno, T_i ;

2) Avaliação do SCT para cabines de menor volume interno que a testada (tipicamente, cabine de caminhões) que possibilita uma T_i mais uniforme;

3) Uma avaliação experimental da rotina de cálculo das TSCs para outras composições motor-compartimento;

4) Construção de um simulador de sistema de refrigeração, onde SCT seria um programa de interação, com saídas como a carga térmica total e entradas fornecidas pelo simulador do sistema como a temperatura do ar interno;

5) Avaliação experimental do SCT para cargas térmicas de aquecimento;

6) Testes experimentais para avaliação de vedação das cabines com relação à infiltração de ar;

7) Avaliação experimental do cálculo da T_i do equilíbrio através do SCT quando do veículo estacionado ao sol;

8) Modificação do SCT para funcionar como um simulador de temperaturas internas para diversas zonas do veículo em função da ventilação interna. O programa assim modificado poderia estar acoplado a uma rotina de cálculo de algum índice de conforto térmico, como por exemplo o "voto médio estimado".

Pode-se notar que o tema referente a fontes térmicas em veículos automotivos possui uma enorme gama de problemas a serem desenvolvidos e melhorados.