



**CENTRO UNIVERSITÁRIO UNIVATES
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS TERMODINÂMICOS PARA
PROJETOS DE EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO PARA
CARROCERIAS FRIGORÍFICAS**

Maico Ismael Schmitz

Lajeado, junho de 2016



Maico Ismael Schmitz

**DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS TERMODINÂMICOS PARA
PROJETOS DE EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO DE
CARROCERIAS REFRIGERADAS**

Monografia apresentada ao Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas (CETEC) do Centro Universitário UNIVATES, como parte dos requisitos para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II.

Orientador: Prof. Me. Daniel N. Lehn

Lajeado, junho de 2016

Maico Ismael Schmitz

ESTUDO DA CARGA TÉRMICA TEÓRICA DE UM CAMINHÃO REFRIGERADO

A Banca examinadora abaixo aprova a Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, do Centro Universitário UNIVATES, como parte da exigência para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Me. Daniel Neutzling Lehn – Orientador
Centro Universitário UNIVATES

Prof. Me. Lober Hermany
Centro Universitário UNIVATES

Prof. Me. Marcelo André Toso
Centro Universitário UNIVATES

Lajeado, 20 de junho de 2016

RESUMO

O transporte refrigerado de cargas sensíveis a temperatura exige o emprego de carrocerias frigoríficas isoladas equipadas com sistemas de refrigeração. As carrocerias frigoríficas são submetidas às mais diversas situações de transporte de calor, entre elas altas temperaturas externas e irradiação solar. Na manutenção da qualidade dos produtos transportados com temperatura estável, o correto dimensionamento do equipamento de geração de frio é imprescindível. A avaliação da carga térmica devido a penetração de calor durante o período de transporte se mostra fundamental para a seleção deste equipamento. Este trabalho objetiva comparar a carga térmica teórica para uma carroceria frigorífica de transporte de alimentos em condições críticas de operação, com a carga térmica verificada experimentalmente para a mesma condição. Nos testes experimentais foram obtidos registros de variações de temperaturas em diversos pontos da carroceria frigorífica ao longo do tempo, permitindo o cálculo da carga térmica a partir dos dados coletados, o que foi comparado com o cálculo teórico, empregando equações de transferência de calor. Os resultados obtidos indicam similaridade na ordem de grandeza das cargas térmicas determinadas teórica e experimentalmente, validando a aplicabilidade das equações de transporte de calor.

Palavras-chave: Dimensionamento; Caminhão Frigorífico; Carga Térmica.

ABSTRACT

The refrigerated transport of sensitive loads temperature requires the use of insulated refrigerated truck bodies equipped with cooling systems. The refrigerated bodies are subjected to various heat transport conditions, including high external temperature and solar irradiation. For maintaining the quality of the products transported with stable temperature, the correct dimensioning of the cold generating equipment is essential. The evaluation of the thermal load due to heat penetration during the transportation period is fundamental to the selection of the equipment. This study aims to compare the theoretical thermal load to a cold body of food transport in critical operating conditions, with the experimentally verified thermal load for the same condition. In the experimental tests were obtained records of temperature variations in various points of the cooling body over time, permitting the calculation of the thermal load from the collected data, that was compared with the theoretical calculation, employing heat transfer equations. The obtained results indicate similarity in the order of magnitude of the determinates theoretical and experimental thermal loads validating the applicability of heat transport equations.

Keywords: Sizing; Refrigerated truck; Heat Load.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema de refrigeração mecânica básico.....	19
Figura 2 – Exemplos dos mecanismos de transferência de calor	21
Figura 3 – Condução através de um painel de vidro	22
Figura 4 – Condução em uma parede plana	23
Figura 5 – Paredes compostas.....	26
Figura 6 – Camada-limite de velocidade sobre uma placa plana.....	32
Figura 7 – Ilustração convecção natural em um congelador comum	35
Figura 8 – Radiação incidente em uma superfície	39
Figura 9 - Infiltração de ar durante abertura de portas	46
Figura 10 – Ilustração caminhão ensaiado.....	63
Figura 11 – Descrição das superfícies da carroceria	64
Figura 12 - Unidade condensadora TTR44 SH	64
Figura 13 – Termômetro digital Penta III	65
Figura 14 – Pontos para medição da temperatura ambiente interna.....	66
Figura 15 – Pontos para medição da temperatura ambiente externa.....	67
Figura 16 – Carroceria frigorífica testada	67
Figura 17 – Sensores de temperatura instalados internamente na parte frontal	70
Figura 18 - Sensores de temperatura instalados internamente na parte traseira.....	70
Figura 19 - Sensores de temperaturas instalados na parte externa da carroceria	70
Figura 20 – Temperaturas médias Teste 3.....	71
Figura 21 - Calor penetrado durante os testes.....	73

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Equações para o número de Nusselt para fluxos externo em placas planas.....	34
Quadro 2 – Correlações para convecção natural	36
Quadro 3 – Tabela de dados.....	68
Quadro 4 – Interface principal	77
Quadro 5 - Valores entalpia e densidade do ar	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tipos de caminhões	15
Tabela 2 – Peso bruto máximo autorizado pelo CONTRAN	16
Tabela 3 – Medidas carrocerias	18
Tabela 4 – Resistência térmica em interfaces sólido/sólido representativas.....	28
Tabela 5 – Características do poliuretano	29
Tabela 6 – Tabela de condutividade térmica de materiais	30
Tabela 7 – Coeficiente de transferência convectivo local por tipo de convecção.....	31
Tabela 8 – Provisão para o efeito do Sol	45
Tabela 9 – Valores usuais para fator fluxo de porta	47
Tabela 10 – Valores de efetividade para alguns dispositivos de proteção de portas	48
Tabela 11 – Temperaturas ambientes em várias regiões geográficas	59
Tabela 12 – Especificações técnicas Full Gauge – Penta III.....	65
Tabela 13 – Horário dos testes realizados	69
Tabela 14 - Taxa de calor máxima e temperaturas dos testes.....	73
Tabela 15 - Coeficientes convectivos médios Teste 3	74
Tabela 16 – Valores Teste 3	75
Tabela 17 – Taxa de calor cedida pelas paredes.....	75
Tabela 18 – Valores teóricos e experimentais.....	76
Tabela 19 – Carga térmica cedida pelas paredes	80
Tabela 20 – Cargas térmicas	80
Tabela 21 – Capacidade equipamentos Thermo King	81

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres
ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers</i> – Sociedade americana de engenheiros de ar-condicionado, refrigeração e calefação
ATP	<i>Agreement on the International Carriage of Perishable Foodstuffs and on the Special Equipment to be Used for Such Carriage</i> – Acordo Internacional Relativo aos Transportes de Gêneros Perecíveis e aos Equipamentos Especiais a Utilizar nesses Transportes
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
DNIT	Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
PBT	Preso Bruto Total
PCM	Materiais de mudança de fase
PRFV	Plástico reforçado com fibra de vidro
PUR	Poliuretano expandido rígido
RNTRC	Registro Nacional de Transporte Rodoviário de Cargas
SNV	Sistema Nacional Viário
UNECE	<i>United Nations Economic Commission for Europe</i> – Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	Objetivos	12
1.2	Justificativa	13
1.3	Delimitação do trabalho	13
2	REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1	Tipos de caminhões e especificações	14
2.1.1	Caminhões	15
2.1.2	Carretas e <i>boogies</i>	16
2.1.3	Treminhões	16
2.2	Natureza da carga transportada	17
2.3	Dimensões e materiais das carrocerias refrigeradas	18
2.4	Sistema básico de refrigeração mecânica em um caminhão frigorífico	19
2.5	Mecanismos de Transferência de calor	20
2.5.1	Condução	21
2.5.2	Convecção	30
2.5.3	Radiação térmica	38
2.6	Aspectos relevantes no transporte refrigerado de produtos alimentares	39
2.7	Considerações no cálculo de cargas térmicas	41
2.7.1	Parcelas da carga térmica	43
2.7.2	Cálculo da quantidade de calor trocado	53
2.8	Normas e tratados para equipamentos de transporte de produtos alimentares perecíveis	55
2.8.1	O Acordo ATP	55
2.8.2	American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)	58
2.8.3	ANVISA	59
2.8.4	NBR 14701:2001	60
2.9	Pesquisas recentes	61
3	MATERIAL E MÉTODOS	63
3.1	Materiais	63

3.2 Métodos	65
4 RESULTADOS	69
4.1 Resultados dos testes	69
4.2 Interface	76
4.2.1 Carga térmica devido à infiltração de ar	77
4.2.2 Carga térmica mista.....	79
4.2.3 Carga térmica por transmissão e insolação.....	79
4.2.4 Carga térmica total	80
5 CONCLUSÃO.....	82
ANEXOS	87

1 INTRODUÇÃO

Considerando as atividades de comércio e a necessidade de interação entre diversos locais, o transporte de mercadorias e pessoas no desenvolvimento de uma região é muito importante. O Brasil é o 5º maior país em extensão territorial do mundo, para a conexão entre as regiões conta com uma grande malha rodoviária. De acordo com o Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT) (2014), são 1.720.613,9 km de estradas no país, tornando o sistema rodoviário de cargas o maior representante entre os modais de transporte¹ existentes.

De acordo com informações da Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT) (2015), o Registro Nacional de Transporte Rodoviário de Cargas (RNTRC) conta com mais de um milhão de transportadores cadastrados que possuem cerca de dois milhões e trezentos mil veículos divididos em diversos tipos. Entre eles, os caminhões leves (Peso Bruto Total (PBT) 3,5 t a 7,99 t) e simples (PBT 8 t a 29 t) somam aproximadamente novecentos e oitenta e oito mil veículos.

Entre diversas naturezas de cargas transportadas nas rodovias brasileiras, cita-se a carga frigorificada, que pela definição do Brasil (2003) é aquela que necessita ser refrigerada ou congelada para conservar as qualidades essenciais do produto durante o transporte, tornando necessária a utilização de caminhões com carrocerias frigoríficas. Segundo dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE)

¹ Modais de transporte: são considerados os tipos de transporte. São divididos em: rodoviário, ferroviário, aquaviário, aeroviário e dutoviário.

(2007) a receita com o transporte de cargas frigorificadas ou climatizadas chegou a mais de 1,6 bilhões de reais no ano, representando 1,6% do montante total e um aumento de 14,1% nas receitas em relação ao ano anterior.

Dependendo do tipo de carroceria frigorífica e de sua aplicação, torna-se necessária a instalação de um equipamento de refrigeração. O equipamento a ser instalado é determinado pela sua capacidade de troca térmica. Essa é definida pelo cálculo da carga térmica necessária à carroceria, ou seja, quanto de calor deve-se retirar do ambiente interno para que se mantenha a temperatura adequada em relação a um tempo de funcionamento estabelecido.

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é determinar a carga térmica teórica em condição crítica de operação, para uma carroceria frigorífica de um caminhão tipo “toco” isolado e refrigerado mecanicamente.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) Determinar experimentalmente a carga térmica cedida pelas paredes do modelo em estudo;
- b) Determinar teoricamente a carga térmica cedida pelas paredes do modelo em estudo;
- c) Analisar valores obtidos experimentalmente através dos valores teóricos;
- d) Desenvolver uma interface com uso de *software* de planilhas de fácil uso para seleção de sistema de refrigeração através do cálculo da carga térmica total.

1.2 Justificativa

Os caminhões com carrocerias frigoríficas necessitam de um sistema de refrigeração acoplado para transportar produtos em uma temperatura adequada. Para o correto dimensionamento de um sistema de refrigeração o aspecto principal se torna a determinação da carga térmica de forma precisa, evitando seleções de equipamentos de forma inadequada, o que pode provocar a ineficiência do sistema, ou o custo em demasia para determinada condição.

Dada a diversidade e quantidade de caminhões frigoríficos e a dificuldade de calcular-se a carga térmica envolvida em condições operacionais realistas, o presente trabalho se torna muito relevante.

1.3 Delimitação do trabalho

O presente trabalho avalia condições de troca térmica para carrocerias frigoríficas isoladas de caminhão tipo toco em situação crítica de exposição aos mecanismos convectivos, condutivos e radiação, para a seleção adequada de sistema de refrigeração com vistas à manutenção da temperatura de transporte, assegurando a qualidade dos produtos transportados.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo explana os conceitos teóricos de diferentes autores acerca do tema, que serviram de suporte para o desenvolvimento do estudo. Entre os assuntos abordados estão as características do transporte e de seus respectivos veículos, mecanismos de transferência de calor, normas associadas e características para o cálculo da carga térmica.

2.1 Tipos de caminhões e especificações

No Brasil os veículos de carga devem respeitar a resolução 210/2006 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), no qual em seu 1º artigo determina as dimensões autorizadas para veículos, com ou sem carga:

Art. 1º. [...]

I – largura máxima: 2,60m;

II – altura máxima: 4,40m;

III – comprimento total:

a) veículos não-articulados: máximo de 14,00 metros;

b) veículos não-articulados de transporte coletivo urbano de passageiros que possuam 3º eixo de apoio direcional: máximo de 15 metros;

c) veículos articulados de transporte coletivo de passageiros: máximo 18,60 metros;

d) veículos articulados com duas unidades, do tipo caminhão-trator e semi-reboque: máximo de 18,60 metros;

e) veículos articulados com duas unidades do tipo caminhão ou ônibus e reboque: máximo de 19,80;

f) veículos articulados com mais de duas unidades: máximo de 19,80 metros. (CONATRAM, 2006, p. 1-2)

Em Pereira et al. (2013), explica-se que, para uma melhor compreensão dos veículos rodoviários para transporte de cargas, estes são divididos em: caminhões, carretas, *boogies* e treminhões.

2.1.1 Caminhões

São considerados veículos fixos constituídos de um único bloco, sendo incorporado a ele a cabine, motor e a carroceria. Pereira et al. (2013) citam que estes veículos possuem diversos tamanhos, com até três eixos, chegando a atingir 23 toneladas de peso bruto total (peso útil + tara de um veículo unitário).

Além disso, os caminhões podem ser subdivididos em três classes diferentes apresentadas por (COELHO, 2010): veículo urbano de carga, caminhão semipesado (toco) e caminhão pesado (*truck*), conforme descrito na Tabela 1. O veículo urbano de carga é o veículo com menor porte, sendo o mais apropriado para centros urbanos. Ele deve respeitar a medidas máximas de: 2,2 metros de largura, 6,3 metros de comprimento. Sua capacidade geralmente é de 3 toneladas. Os caminhões toco possuem eixo simples na carroceria, capacidade de carga de 6 toneladas, um peso bruto máximo de 16 toneladas, seu comprimento máximo é de 14 metros. Já os caminhões *truck* possuem um eixo duplo na carroceria, o que eleva a capacidade de carga para até 14 toneladas e um peso bruto máximo de 23 toneladas.

Tabela 1 – Tipos de caminhões

Descrição	Ilustração
Veículo urbano de carga (VUC)	
Toco ou semipesado	
<i>Truck</i> ou pesado	

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Coelho (2010).

2.1.2 Carretas e *boogies*

Carretas são veículos articulados, com unidades de tração e de carga separadas. Elas são constituídas em conjuntos formados por cavalos mecânicos e semirreboques. Coelho (2010) explica que a parte motriz recebe o nome de cavalo mecânico, e este pode ser acoplado a diferentes tipos de módulos de carga, chamados de semirreboque. *Boogies* são similares as carretas, contudo são os veículos utilizados especificamente para transporte de containers de vinte e quarenta pés.

2.1.3 Treminhões

São semelhantes às carretas, formados por cavalos mecânicos, semirreboques e reboques. Não podem transitar em qualquer estrada, face ao seu peso bruto total, cerca de 70 toneladas.

Os valores de carga e os tipos de caminhões estão listados na Tabela 2.

Tabela 2 – Peso bruto máximo autorizado pelo CONTRAN

Tipo de Caminhão	Ilustração	Peso Bruto Máximo (kg)
Toco		16.000
<i>Truck</i>		23.000
Carreta 2 eixos		33.000
Carreta 3 eixos		41.500
Carreta Cavalo Trucado		45.000
Bi-trem (Treminhão) – 7 eixos		57.000

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Guia Log (2015).

Brasil (2003), quanto às carrocerias dos caminhões, comenta-se que elas podem ser abertas, em forma de gaiola, plataforma, tanque ou fechadas. As carrocerias fechadas também denominadas baús podem ser equipadas com sistema

de refrigeração para o transporte de produtos refrigerados ou congelados, então chamadas de carrocerias frigoríficas.

Pela definição da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) (2001) conforme NBR 14701/2001, uma carroceria frigorífica ou compartimento de carga é um sistema que oferece condições adequadas de transporte de produtos a uma determinada temperatura.

Uma carroceria frigorífica pela definição de Costa (2005) pode ser isotérmica, refrigerada ou mesmo frigorífica. Quando uma carroceria possui apenas isolamento é denominada de isotérmica. Dotadas de gelo, placas eutéticas, gelo seco ou até mesmo nitrogênio para a produção de frio interno, chamam-se de carrocerias refrigeradas. Já as frigoríficas são equipadas com sistemas próprios para a produção contínua de frio.

2.2 Natureza da carga transportada

Segundo Schier (2013), em síntese, os tipos de cargas mais comuns nas operações de transporte são: carga geral, granel, neogranéis, cargas frigorificadas e cargas perigosas.

- Carga Geral: designa-se a qualquer carga embarcada que possua marca de identificação e contagem de unidades, podendo ser soltas ou unitizadas. Quando soltos os itens são transportados avulsamente, podem ser embarcados em embrulhos, fardos, pacotes, sacas, caixas e tambores. Nas unitizadas ocorre o agrupamento de vários itens em unidades de transporte;
- Carga a Granel: pode ser líquida ou seca, acomodando-se na forma do recipiente, portanto pode ser transportada sem acondicionamento, sem marca de identificação e sem contagem de unidades. Exemplo: grãos (soja, trigo, farelos), minérios ou líquidos;

- Neogranéis: são compostos por sólidos, com grandes volumes ou quantidades que permitem o transporte em lote. Exemplos: veículos, madeiras, bobinas de aço;
- Cargas frigorificadas: cargas que necessitam de refrigeração ou congelamento no seu transporte, exigindo, assim, veículos especiais denominados frigoríficos. Exemplos: peixes, carnes, sorvetes, frutas e verduras;
- Carga Perigosa: carregamentos que possam causar acidentes ambientais, pessoais ou físicos, devido a sua natureza físico-química.

2.3 Dimensões e materiais das carrocerias refrigeradas

De acordo com Guia Log (2015) existem diversos tipos de carrocerias em circulação no Brasil. Na Tabela 3 é possível verificar algumas delas e suas respectivas medidas internas. Vale ressaltar que, como somente as medidas externas máximas dos veículos são controladas por lei, elas variam de acordo com o fabricante de carroceria ou solicitação do cliente.

Tabela 3 – Medidas carrocerias

Tipo de Carroceria	Medidas Internas		
	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)
Carroceria tipo <i>sider</i> tamanho padrão	7,65	2,46	3,00
Carroceria tipo <i>sider</i> semirreboque – tamanho externo 15,10 m	14,86	2,51	3,00
Carroceria tipo baú para capacidade de 4.000 kg	5,32	2,08	2,20
Carroceria tipo baú para capacidade de 6.000 kg	7,32	2,48	2,63
Carroceria tipo baú semirreboque – tamanho externo 15,10 m	14,94	2,48	2,73

Fonte: Guia Log (2015).

Em seu catálogo eletrônico, a Recrusul (2015), apresenta opções de carrocerias frigoríficas para caminhões tipo *toco* e *truck*. Elas podem variar seu comprimento de 4,1 m a 8,8 m e altura interna de 1,9 m a 2,1 m. A construção é feita

através de um monobloco com painéis estruturais tipo sanduíche, de plástico reforçado com fibra de vidro (PRFV) e espuma rígida de poliuretano (PUR), fixados entre si, formando um conjunto de alta resistência e durabilidade. O isolamento térmico é feito de espuma rígida de poliuretano com espessura entre 50 mm a 100 mm.

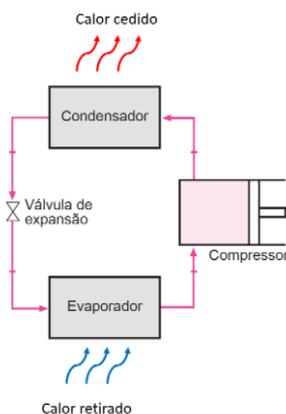
Além disso, para caminhões do tipo toco, o fabricante Furgões Cascavel (2015) apresenta câmaras frigoríficas as quais são fabricadas para atender pequenas a grandes empresas. As medidas do baú são dependentes do veículo e da dimensão entre eixos. O isolamento é feito através de poliuretano com densidade média de 45 kg/m³. Sua espessura é de 75 mm para as laterais e 100 mm para o teto, assoalho, portas e parte frontal.

2.4 Sistema básico de refrigeração mecânica em um caminhão frigorífico

Os equipamentos de transporte normalmente utilizam um sistema de refrigeração mecânica por meio de vapores. Este sistema permite a circulação contínua de líquido refrigerante, o qual, por expansão e vaporização, realiza a desejada retirada de calor do meio a refrigerar (COSTA, 2005).

Segundo o autor (*Ibidem*), um sistema de refrigeração mecânica é constituído essencialmente pelos seguintes elementos: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. O sistema é ilustrado na Figura 1.

Figura 1 – Sistema de refrigeração mecânica básico



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Baptista (2007a).

O ciclo de refrigeração por meio de vapores de forma sucinta é constituído por quatro etapas (BAPTISTA, 2007a):

- **Compressão:** No compressor, o fluido refrigerante, na forma de gás, é comprimido, portanto sua pressão e temperatura aumentam. Após o processo de compressão o fluido é enviado ao condensador.
- **Condensação:** No condensador, ocorre o arrefecimento do fluido e sua passagem para a fase líquida. A pressão mantém-se praticamente constante. Nesse processo o calor do fluido é cedido ao ambiente.
- **Expansão:** A válvula de expansão controla o fluxo do fluido, restringindo ou aumentando a passagem de fluido proveniente do condensador, a fim de enviar ao evaporador a quantidade correta de fluido. Neste processo ocorre uma redução da pressão até o valor da pressão de evaporação.
- **Evaporação:** Ao entrar no evaporador como uma mistura predominantemente líquida, o fluido absorve a energia térmica do ambiente a ser climatizado passando para a fase gasosa. Portanto, no evaporador o fluido refrigerante retira do ambiente a se refrigerar uma determinada quantidade de calor, e envia o fluido no estado gasoso ao compressor e o ciclo se repete.

2.5 Mecanismos de Transferência de calor

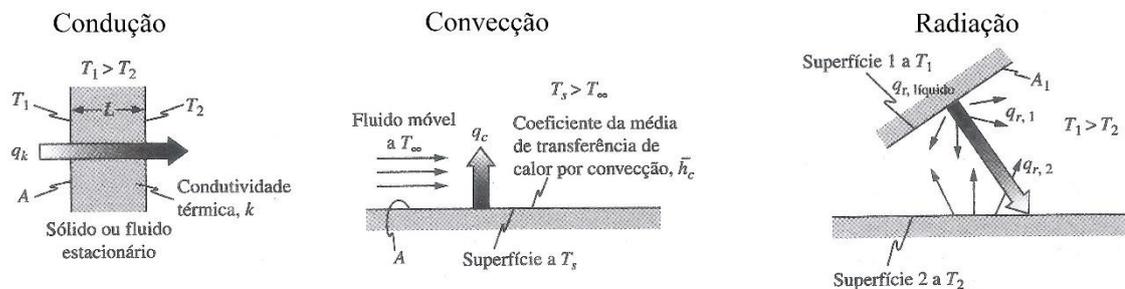
Incropera et al. (2011), afirmam que transferência de calor é energia térmica transferida devido às diferenças de temperatura entre dois pontos de um sistema. Desta forma sempre que houver diferencial de temperatura entre dois corpos, pode-se dizer que haverá troca de energia térmica na forma de calor.

No mesmo sentido, pela definição de Kreith et al. (2014), transferência de calor é a transmissão de energia de uma região para outra, devido a uma diferença de temperatura entre elas. Para exemplificar, Butterworth (1977), menciona o caso em que a transferência de calor ocorre entre uma superfície ou fluido quente para uma superfície ou fluido frio.

Schmidt et al. (2004) citam o exemplo de nosso cotidiano para exemplificar a transferência de calor. Quando se colocam substâncias ou objetos a temperaturas diferentes em contato, a temperatura do item com maior energia térmica vai diminuir e a temperatura do objeto de menor energia térmica irá aumentar até que haja um equilíbrio térmico.

Na literatura são encontrados três modos gerais para classificar a transferência de calor. São elas: condução, convecção e radiação térmica. Elas são exemplificadas conforme Figura 2.

Figura 2 – Exemplos dos mecanismos de transferência de calor



Fonte: Kreith et al. (2014).

2.5.1 Condução

Segundo Dossat (2004) a condução ocorre quando o calor é transmitido por contato direto entre moléculas de um corpo ou entre as moléculas de mais corpos em perfeito contato térmico.

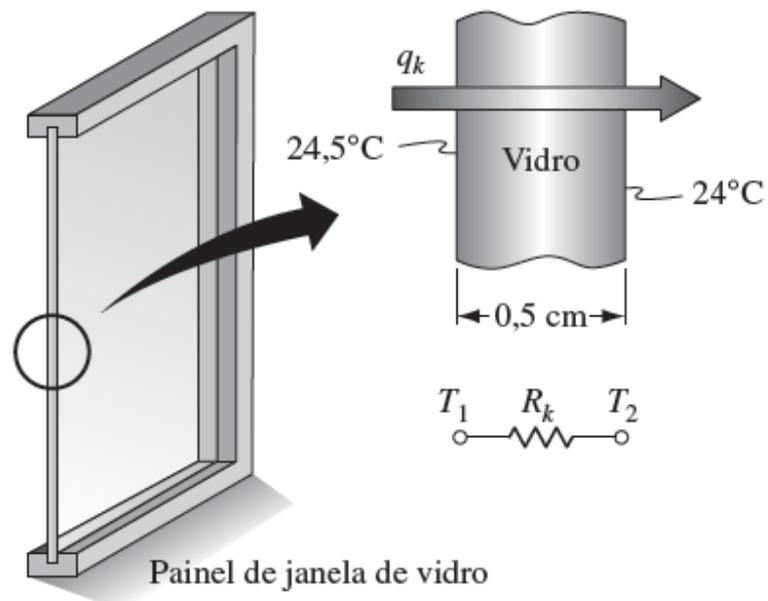
Para Butterworth (1977), a condução é o transporte de calor através de um corpo sólido ou de camadas de fluido, sem que haja qualquer movimento de material quente no sentido do fluxo de calor.

Em uma definição similar, Schmidt et al. (2004) define condução como a transferência de energia térmica através de uma substância, em sólido ou fluido, devido a presença de um gradiente de temperatura. Esse processo ocorre a nível

molecular, porém a abordagem nos cálculos de engenharia se dá a um nível macroscópico.

A condução de calor também é conhecida como difusão de calor ou energia. Para exemplificar, na Figura 3, mostra-se a taxa de calor (q_k) através de um painel de vidro, onde existe um diferencial de temperatura entre os dois lados.

Figura 3 – Condução através de um painel de vidro

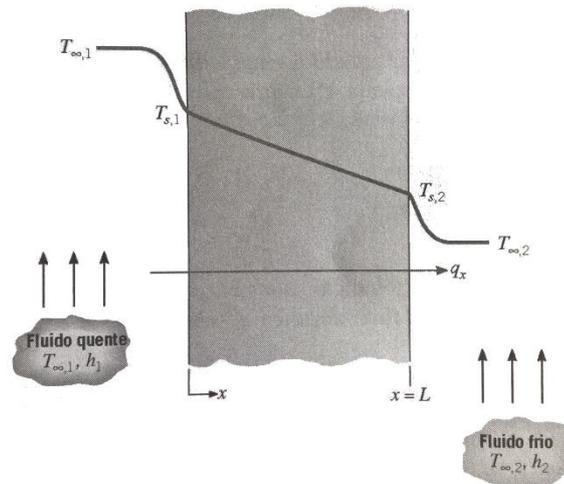


Fonte: Kreith et al. (2014).

2.5.1.1 Condução em uma parede plana

Considerando a condução de calor unidimensional em uma parede plana, em que a temperatura é em função somente de uma coordenada, e que ela separa dois fluidos a diferentes temperaturas. A transferência de calor de acordo com Incropera et al. (2011), ocorre por convecção do fluido quente até a superfície da parede, após por condução através da parede, e por convecção para o fluido frio, conforme demonstrado na Figura 4.

Figura 4 – Condução em uma parede plana



Fonte: Incropera et al. (2011).

Para determinar a transferência de calor unidimensional sem geração de energia interna e com propriedades constantes, Incropera et al. (2011) faz analogia entre a difusão de calor e de carga elétrica. Assim, do mesmo modo que a resistência elétrica está associada à condução de energia elétrica, pode-se dizer que uma resistência térmica é associada à condução de energia térmica. Portanto em uma parede plana a resistência térmica por condução ($R_{t,cond}$) se dá pela equação (1).

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (1)$$

Onde:

$R_{t,cond}$ = Resistência térmica por condução (K/W)

T_s = Temperatura superficial (K)

q_x = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

L = Espessura (m)

k = Coeficiente de transferência de calor condutivo ($W/(m \cdot K)$)

A = Área (m^2)

Para convecção Incropera (2011) apresenta a equação (2).

$$R_{t,conv} \equiv \frac{T_s - T_\infty}{q_x} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (2)$$

Onde:

$R_{t,conv}$ = Resistência térmica por convecção (K/W)

T_s = Temperatura superficial (K)

T_∞ = Temperatura global / ambiente (K)

q_x = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

h = Coeficiente de transferência de calor convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$)

A = Área (m^2)

Considerando um circuito térmico equivalente a taxa de transferência de calor na parede plana é dada pela equação (3):

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\frac{1}{h_1 \cdot A}} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\frac{L}{k \cdot A}} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\frac{1}{h_2 \cdot A}} \quad (3)$$

Onde:

q_x = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

T_∞ = Temperatura global / ambiente (K)

T_s = Temperatura superficial (K)

h = Coeficiente de transferência de calor convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$)

A = Área (m^2)

A equação (3) também pode ser reescrita em termos da diferença de temperaturas global, $T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$, e da resistência térmica total (R_{tot}), conforme equação (4).

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \quad (4)$$

Onde:

q_x = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

R_{tot} = Resistência térmica total (K/W)

T_{∞} = Temperatura global / ambiente (K)

O R_{tot} é calculado pela equação (5):

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A} \quad (5)$$

Onde:

R_{tot} = Resistência térmica total (K/W)

h = Coeficiente de transferência de calor convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$)

A = Área (m^2)

L = Espessura (m)

Quando a troca por radiação entre a superfície é significativa deve-se combinar a resistência convectiva e a resistência radiante, conforme descreve-se na equação (6):

$$R_{t,rad} \equiv \frac{T_s - T_{\infty}}{q_x} = \frac{1}{h_r \cdot A} \quad (6)$$

Onde:

$R_{t,rad}$ = Resistência térmica por radiação (K/W)

T_s = Temperatura superficial (K)

T_∞ = Temperatura global / ambiente (K)

q_x = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

h_r = Coeficiente de transferência de calor radiante ($W/(m^2 \cdot K)$)

A = Área (m^2)

No caso das carrocerias frigoríficas o isolamento é feito por diversos materiais e camadas, portanto utiliza-se o cálculo para paredes compostas (Figura 5). Para este caso a transferência de calor unidimensional é dado pela equação (7):

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\sum R_t} \quad (7)$$

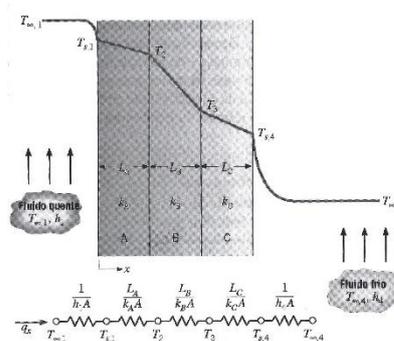
Onde:

q_x = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

T_∞ = Temperatura global / ambiente (K)

R_t = Resistência térmica (K/W)

Figura 5 – Paredes compostas



Fonte: Incropera et al. (2011).

Por conveniência Incropera et al. (2011) sugere o trabalho com um coeficiente global de transferência de calor (U), onde análoga à lei do resfriamento de Newton, temos a equação (8):

$$q_x \equiv U \cdot A \cdot \Delta T \quad (8)$$

Onde:

q_x = Taxa de transferência de calor unidimensional (W)

U = Coeficiente global de transferência de calor ($W/(m^2 \cdot K)$)

A = Área (m^2)

ΔT = Diferença de temperatura externa e interna (K)

O coeficiente global de transferência de calor (U) é determinado pela equação (9):

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (9)$$

Onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor ($W/(m^2 \cdot K)$)

R_{tot} = Resistência térmica total (K/W)

A = Área (m^2)

h = Coeficiente de transferência de calor convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$)

L = Comprimento / Espessura (m)

k = Coeficiente de transferência de calor condutivo ($W/(m \cdot K)$)

Em sistemas de placas compostas com vários materiais, a queda de temperatura entre os contatos pode ser considerável. Denominada de resistência térmica de contato ($R''_{t,c}$) por Incropera et al. (2011), seu valor é tabelado conforme Tabela 4 e deve ser somado ao cálculo da resistência térmica total.

Tabela 4 – Resistência térmica em interfaces sólido/sólido representativas

Interface	$R''_{t,c} \cdot 10^4 \text{ (m}^2 \cdot \text{K/W)}$
Chip de silício/alumínio esmerilhado com ar (27-500 kN/m ²)	0,3 a 0,6
Alumínio/alumínio com preenchimento de folha de índio (~100 kN/m ²)	~ 0,07
Aço inoxidável/aço inoxidável com preenchimento de folha de índio (~3500 kN/m ²)	~ 0,04
Alumínio/alumínio com revestimento metálico (Pb)	0,01 a 0,1
Alumínio/Alumínio com graxa Dow Corning 340 (~100 kN/m ²)	~ 0,07
Aço inoxidável/aço inoxidável com graxa Dow Corning 340 (~100 kN/m ²)	~ 0,04
Chip de silício/alumínio com 0,02 mm de epóxi	0,2 a 0,9
Latão/latão com 15 µm de solda de estanho	0,025 a 0,14

Fonte: Incropera et al. (2011).

2.5.1.2 Isolamento térmico

Segundo Kreith et al. (2014), em diversos projetos da área de engenharia, tem-se por objetivo diminuir o fluxo térmico ou condicioná-lo, o que pode exigir o emprego de materiais com baixa condutividade térmica, conhecidos como isolantes térmicos.

Costa (2005) define isolantes como materiais de baixo coeficiente de condutividade térmica (k). Vale ressaltar que a finalidade dos isolantes é reduzir as trocas térmicas indesejáveis entre o ambiente externo e o interno, além de impedir a condensação de vapor de água no lado frio, essa ocorre quando a superfície está a uma temperatura abaixo da temperatura de ponto de orvalho do ar.

Para Kreith et al. (2014), um baixo coeficiente de condutividade é obtido pelo aprisionamento de algum gás dentro de pequenas cavidades em uma superfície sólida, ou até com o preenchimento dos espaços vazios com partículas sólidas e aprisionando o ar entre elas.

Segundo Baptista (2007a), os equipamentos utilizados para o transporte de alimentos perecíveis devem ser devidamente isolados para diminuir ao máximo o fluxo de calor através das paredes. A qualidade do isolamento é mensurável através do coeficiente de condutividade térmica (k). Para uma certificação do Acordo ATP o valor de k deve ser menor ou igual a $0,4 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

Segundo Evans (2008), os valores do coeficiente global de transferência de calor (U) podem ser melhorados através do aumento da espessura da parede lateral, porém, esse aumento reduz o volume de carga interna disponível para armazenamento.

Para o isolamento em baús frigoríficos segundo seu catálogo eletrônico, Recrusul (2015), fabricante de baús do Rio Grande do Sul, utiliza painéis estruturais tipo sanduíche, de plástico reforçado com fibra de vidro (PRFV) e espuma rígida de poliuretano (PUR). Outro fabricante, HC Hornburg (2015), de Santa Catarina, também faz referência a painéis colados, tipo sanduíche e isolados com chapas de poliuretano de alta densidade 36 a 40 kg/m³.

Em geral, no isolamento os fabricantes de baús frigoríficos de transporte utilizam espuma rígida de poliuretano expandido (PUR) com placas de plástico reforçado com fibra de vidro (PRFV) formando um sanduíche. De acordo com Baptista (2007a), a espessura do isolamento está normalmente, entre 70 e 80 mm para as paredes laterais e cerca de 100 mm para o chão e o teto.

O coeficiente de troca térmica deve ser determinado de acordo com a NBR 12094:1991. Na Tabela 5 e Tabela 6 são apresentados valores do coeficiente de troca térmica para o poliuretano.

Tabela 5 – Características do poliuretano

Características	Valor	Unidade
Densidade	40	kg/m^3
Resistência a Compressão / Deformação	130 / 10	$kPa / \%$
Absorção de água após 168 horas	2,0	% Volume
Coeficiente de condutividade térmica (24°C)	0,021	$W/(m \cdot K)$
Células fechadas	>90	%

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Bulltrade (2015).

Tabela 6 – Tabela de condutividade térmica de materiais

Material	Massa específica (kg/m^3)	Condutividade térmica (W/mK)
Espuma de poliestireno, exp. (Picosegundo)	10 a 40	0,035
Ditto, expulso	30 a 40	0,03
Espuma de poliuretano (PUR)	30 a 150	0,025 a 0,035
Espuma dura ácida do fenol	25 a 200	0,035
PVC-espuma	20 a 50	0,035

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Protolab (2015).

As superfícies externas geralmente de placas de plástico reforçado com fibra de vidro ou metais polidos como aço ou alumínio devem refletir ao máximo a radiação do calor proveniente principalmente do sol e da estrada. Contudo, Baptista (2007a) cita que a reflexão é afetada pela limpeza exterior do veículo, ou seja, se esta não estiver limpa a absorção de calor por radiação se torna maior.

2.5.2 Convecção

Schimidt et al. (2004) definem a transferência de calor por convecção como a transferência de energia entre um fluido e uma superfície sólida. Esse tipo de transferência se caracteriza por ocorrerem dois fenômenos diferentes. A condução de energia através do fluido devido à presença de um gradiente de temperatura e a transferência de energia dentro do fluido devido ao movimento do fluido de uma posição para outra.

Do mesmo modo para Kreith et al. (2014) a transferência de calor por convecção envolve dois mecanismos que ocorrem simultaneamente, difusão e condução. Isso é acompanhado por um transporte macroscópico de calor de um fluido em movimento ou fluido.

A transmissão de calor por convecção segundo Dossat (2004), ocorre quando há movimento de calor de um lugar para outro por meio de correntes térmicas que se estabelecem no interior de um fluido.

Como exemplo de aplicação da convecção Kreith et al. (2014), citam, os efeitos da sensação térmica no inverno, resfriamento de bocais de foguetes, resfriamento de chips, recuperação de calor de gás de combustão em um trocador de calor, aquecimento de água em um coletor solar, entre muitos outros.

Segundo definição da ASHRAE (2013) a troca de calor por convecção, considerando-se a Lei de Resfriamento de Newton, é dada pela equação (10).

$$q_{conv} = h_c \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (10)$$

Onde:

q_{conv} = Taxa de transferência de calor por convecção (W)

h_c = Coeficiente de transferência de calor convectivo local ($W/(m^2 \cdot K)$)

A_s = Área superficial (m^2)

T_s = Temperatura superficial (K)

T_∞ = Temperatura global / ambiente (K)

Referente à movimentação do fluido na convecção pode-se dividi-la em convecção natural ou livre e convecção forçada. Valores do coeficiente de transferência convectivo local (h_c) usuais para cada tipo de situação são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Coeficiente de transferência convectivo local por tipo de convecção

Tipo de convecção	h_c ($W/(m^2 \cdot K)$)
Livre, gases	2 a 25
Livre, líquidos	10 a 1.000
Forçada, gases	25 a 250
Forçada, líquidos	50 a 20.000
Ebulição, condensação	2.500 a 100.000

Fonte: ASHRAE (2013).

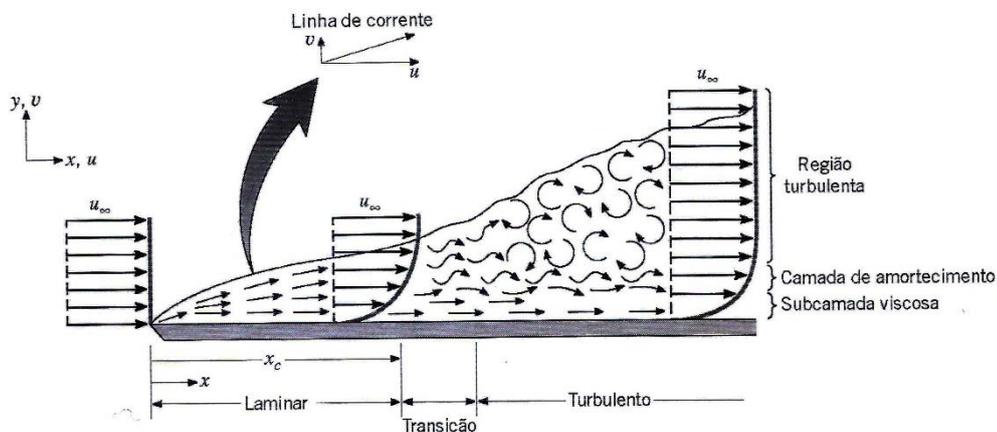
2.5.2.1 Convecção Forçada

A convecção forçada, segundo Schmidt et al. (2004), ocorre quando o movimento do fluido é gerado a partir de forças externas (bomba ou um ventilador). O resfriamento de um radiador de automóvel é um exemplo, por ele é forçada a passagem de ar através do uso de um ventilador. Outro exemplo é a locomoção de um veículo no meio gasoso, que também proporciona uma troca de calor por convecção forçada.

Para determinar a troca de calor por convecção forçada é necessária a determinação dos coeficientes convectivo local (h_c) e médio (\bar{h}). Estes são dependentes das propriedades dos fluidos (ρ, μ, κ_f, c_p), da geometria da superfície e das condições de escoamento. As propriedades do ar estão no Anexo 1 – Propriedades termofísicas do ar à pressão atmosférica.

O valor do coeficiente convectivo define-se a partir da camada limite de fluido sobre uma superfície. É necessário determinar se o escoamento na camada limite é laminar ou turbulento, pois o atrito superficial e as taxas de transferência por convecção dependem dessas condições. Em um movimento de fluido caracterizado por componentes de velocidade nas direções x e y é possível verificar diferenças marcantes entre as condições de escoamento laminar e turbulento, conforme Figura 6.

Figura 6 – Camada-limite de velocidade sobre uma placa plana



Fonte: Incropera et al. (2011).

A transição entre as condições de escoamento é determinada em função do número de Reynolds (Re), dado pela equação (11). Segundo Incropera et al. (2011) em uma placa plana o número de Reynolds crítico é igual a $5 \cdot 10^5$. O número de Reynolds crítico pode ser definido como o local onde ocorre a transição entre as condições de escoamento.

$$Re_L = \frac{u_\infty \cdot x}{\nu} \quad (11)$$

Onde:

Re_L = Número de Reynolds local

u_∞ = Velocidade de escoamento do fluido (m/s)

x = Comprimento característico (m)

ν = Viscosidade cinemática do fluido (m^2/s)

A velocidade cinemática do fluido (ν) é obtida pela equação (12):

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (12)$$

Onde:

ν = Velocidade cinemática do fluido (m^2/s^2)

μ = Viscosidade dinâmica ($N \cdot (s/m^2)$)

ρ = Massa específica (kg/m^3)

A partir do número de Reynolds utilizam-se as correlações para convecção forçada, apresentadas por ASHRAE (2013) no Quadro 1, para a determinação do Número de Nusselt em placas planas.

Pela definição de Kreith et al. (2014) o número de Nusselt (Nu) é o coeficiente de transferência de calor adimensional, obtido a partir da proporção de transferência de calor por convecção com a condução em uma camada de fluido de espessura L .

Quadro 1 – Equações para o número de Nusselt para fluxos externo em placas planas

Tipo de Camada	Reynolds (Re)	Nusselt (Nu)	Coefficiente Convectivo	Equação
Camada limite laminar	$Re < 5 \cdot 10^5$	$Nu = 0,332 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$	Local	(13)
	$Re < 5 \cdot 10^5$	$Nu = 0,664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$	Médio	(14)
Camada limite turbulenta	$Re > 5 \cdot 10^5$	$Nu = 0,0296 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}}$	Local	(15)
Camada limite turbulenta na borda de início	Todos Re	$Nu = 0,037 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}}$	Médio	(16)
Camada limite laminar-turbulenta	$Re > 5 \cdot 10^5$	$Nu = \left(0,037 Re^{\frac{4}{5}} - 871\right) Pr^{\frac{1}{3}}$	Valor Médio $Re_c = 5 \cdot 10^5$	(17)

Fonte: Adaptado pelo autor com base em ASHRAE (2013).

Com o número de Nusselt é possível a determinar o coeficiente convectivo médio (\bar{h}) dado pela equação (18):

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{L} \quad (18)$$

Onde:

\bar{h} = Coeficiente de transferência de calor convectivo médio ($W/(m^2 \cdot K)$)

\overline{Nu} = Número de Nusselt médio

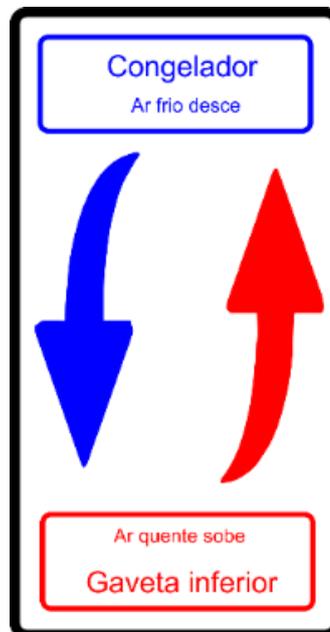
k_f = Condutividade térmica do fluido ($W/(m \cdot K)$)

L = Comprimento característico (m)

2.5.2.2 Convecção Natural

A convecção natural ou livre ocorre quando um corpo é colocado em um fluido com temperatura diferente da dele. Pela definição de Schmidt et al. (2004), em consequência de um campo de temperaturas não uniformes, são gerados gradientes de densidade. Esses gradientes de densidade dão origem a forças de empuxo que movimentam o fluido. Como exemplo, pode-se citar o movimento do ar no deserto em um dia sem velocidade de vento considerável, ou em um congelador comum (FIGURA 7).

Figura 7 – Ilustração convecção natural em um congelador comum



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para o cálculo do coeficiente de transferência convectivo na convecção natural são adotadas correlações empíricas, que são apresentadas no Quadro 2. Segundo Incropera (2011), estas são adequadas para a maioria dos cálculos de engenharia e em geral possuem a forma da equação (27). Estas correlações foram determinadas em diversos trabalhos, com validação em condições experimentais próprias, o que limita sua aplicação às condições de determinação e onde os parâmetros exibidos nem sempre tem significado físico explícito.

Quadro 2 – Correlações para convecção natural

Placa Vertical		Nusselt (Nu)	Rayleigh (Ra)	Equação
Considerações: $t_s =$ Constante Dimensão característica: $L =$ Altura; Propriedades a: $(t_s + t_\infty)/2$ exceto β a t_∞ . $q''_s =$ Constante Dimensão característica: $L =$ Altura; Propriedades a: $t_{s, \frac{L}{2}} - t_\infty$ exceto β a t_∞ .		$Nu = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$	$10^{-1} < Ra < 10^9$	(19)
		$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$	$10^9 < Ra < 10^{12}$	(20)
		$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,437}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$	$10^{-1} < Ra < 10^{12}$	(21)
Placa Horizontal	Faces	Nusselt (Nu)	Rayleigh (Ra)	Equação
Considerações: Dimensão característica: $L = A/P$, onde A é a área da placa; Propriedades a: $(t_s + t_\infty)/2$ exceto β a t_∞ .	Face inferior fria e superior quente	$Nu = 0,96 Ra^{\frac{1}{6}}$	$1 < Ra < 200$	(22)
		$Nu = 0,59 Ra^{\frac{1}{4}}$	$200 < Ra < 10^4$	(23)
		$Nu = 0,54 Ra^{\frac{1}{4}}$	$2,2 \cdot 10^4 < Ra < 8 \cdot 10^6$	(24)
		$Nu = 0,15 Ra^{\frac{1}{3}}$	$8 \cdot 10^6 < Ra < 1,5 \cdot 10^9$	(25)
	Face inferior quente e superior fria	$Nu = 0,27 Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^5 < Ra < 10^{10}$	(26)

Fonte: Adaptado pelo autor com base em ASHRAE (2013).

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k_f} = f(Ra_{L_c}^n, Pr) \quad (27)$$

Onde:

Nu = Número de Nusselt

h = Coeficiente de transferência de calor convectivo ($W/(m^2 \cdot K)$)

L_c = Comprimento característico (m)

k_f = Condutividade térmica do fluido ($W/(m \cdot K)$)

O valor do número de Nusselt é uma função do número de Rayleigh (Ra) e o número de Prandtl (Pr), em que o Ra é definido pela equação (28) e o Número de Prandtl (Pr) pela equação (29).

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (28)$$

Onde:

Ra = Número de Rayleigh

Gr = Número de Grashof

Pr = Número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k_f} \quad (29)$$

Onde:

Pr = Número de Prandtl

c_p = Calor específico ($J/(Kg \cdot K)$)

μ = Viscosidade dinâmica ($N \cdot (s/m^2)$)

k_f = Condutividade térmica do fluido ($W/(m \cdot K)$)

O número de Grashof (Gr) é obtido pela equação (30).

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2 |t_s - t_\infty| \cdot L^3}{\mu^2} \quad (30)$$

Onde:

Gr = Número de Grashof

g = Aceleração gravitacional ($9,807 m/s^2$)

β = Coeficiente de expansão térmica

ρ = Massa específica (kg/m^3)

T_s = Temperatura superficial (K)

T_∞ = Temperatura global / ambiente (K)

L = Comprimento / Espessura (m)

μ = Viscosidade dinâmica ($N \cdot (s/m^2)$)

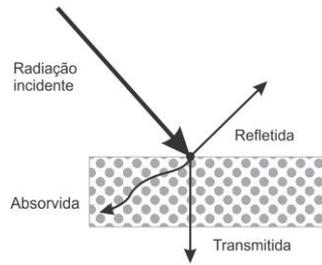
2.5.3 Radiação térmica

Pela definição de Incropera et al. (2011), a radiação térmica é a energia emitida por qualquer matéria que se encontra a uma temperatura não nula, ou seja, superior ao zero absoluto. Dossat (2004) cita que a radiação se apresenta na forma de um movimento de onda similar às ondas de luz, onde a energia é transmitida de um corpo para outro sem necessidade de intervenção de matéria. Schmidt et al. (2004) completa afirmando que a radiação pode ocorrer simultaneamente com outro meio de transferência de calor, a condução. Como exemplo de radiação térmica pode-se citar a transferência de calor do Sol para a Terra.

Quando se considera um corpo que transfere calor por convecção natural, a troca de calor por radiação deve ser observada ao calcular-se o valor líquido de energia trocado pela superfície com sua vizinhança, pois a radiação pode compor uma expressiva parcela de calor total transferido.

Segundo Schmidt et al. (2004), quando a radiação incide sobre a superfície real, parte dela é absorvida, parte é refletida e o restante é transmitido ao corpo, conforme Figura 8.

Figura 8 – Radiação incidente em uma superfície



Fonte: Elaborado pelo autor.

O calor recebido por radiação em uma superfície é dado pela equação (31). Na qual o valor da emissividade (ε) para diferentes tipos de materiais é apresentada no Anexo 2.

$$q_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (31)$$

Onde:

q_{rad} = Taxa de transferência de calor por radiação (W)

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5,699 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$)

ε = Emissividade térmica

A_s = Área superficial (m^2)

T_s = Temperatura superficial (K)

T_∞ = Temperatura global / ambiente (K)

2.6 Aspectos relevantes no transporte refrigerado de produtos alimentares

De acordo com a *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) (2010) o transporte de mercadorias pode ser simples, como a entrega direta de vegetais do jardim para um mercado, entre outros. Contudo, em diversos casos, aspectos como o tempo, a temperatura ambiente e o risco de deterioração requerem o uso de transporte com temperatura controlada.

Gava (1984) afirma que as temperaturas baixas são utilizadas para retardar as reações químicas e a atividade enzimática, além de inibir o crescimento dos microrganismos nos alimentos. Para a maioria dos produtos perecíveis a temperatura é um fator importante para sua conservação. Baptista (2007a) enfatiza que os produtos alimentares perecíveis devem ser mantidos a baixas temperaturas ao longo de toda cadeia de frio. A temperatura de refrigeração, segundo Gava (1984) é dependente do tipo de produto e condições do armazenamento. No transporte de alimentos a temperatura deve ser mais constante possível, tendo em vista que uma flutuação na temperatura pode ocasionar problemas nos produtos.

Por definição dividem-se os alimentos transportados em refrigerados e congelados. Nos alimentos refrigerados, de acordo com Baptista (2007a) a temperatura deve ser a mais baixa possível, acima do ponto de congelamento da água. Já o armazenamento desse tipo de alimento normalmente é feito a uma temperatura entre $-1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os congelados são os alimentos que tenham sido submetidos ao processo de congelamento, em armazéns de congelamento onde a temperatura geralmente é de $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$. No transporte dos produtos congelados a temperatura interna deve ser mantida entre $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Segundo Baptista (2007a), no transporte de alimentos refrigerados ou congelados vários fatores influenciam a qualidade e segurança dos materiais transportados. Os aspectos predominantes são: as fontes de calor, as condições de circulação do ar, as características de isolamento do equipamento de transporte, os requisitos de temperatura do produto transportado, os requisitos de pré-arrefecimento dos produtos, as características das cargas, a eventual existência de cargas mistas.

Para Evans (2008) as condições de armazenamento devem ser mantidas durante o transporte, assim os veículos utilizados para o transporte refrigerado podem ser comparados a câmaras frias sobre rodas. Contudo no transporte se torna mais difícil controlar a temperatura de armazenagem correta devido a vários fatores. Em uma carroceria frigorífica é necessário que o equipamento de refrigeração tenha uma capacidade calorífica suficiente para remover diversas fontes de calor. Como exemplo Baptista (2007a) cita:

- Calor conduzido através do isolamento, a partir do ar exterior;

- Calor absorvido pela radiação do sol ou da estrada;
- Calor proveniente do ar quente exterior que entra através de pequenos orifícios;
- Calor do ventilador de evaporação e do motor, calor de qualquer lâmpada interior caso exista, calor introduzido na abertura das portas;
- Calor residual no material de isolamento, produtos alimentares com uma temperatura acima da temperatura recomendada, calor da respiração em alguns tipos de produtos.

Dossat (2004) acrescenta que a carga térmica de refrigeração não resulta unicamente de uma fonte específica de calor, ou seja, trata-se da soma do calor proveniente de diversas fontes diferentes, conforme citado no parágrafo anterior.

Segundo Evans (2008) a influência da radiação solar é especialmente elevada quando o veículo está parado e a velocidade do ar externo é baixa. Quando o veículo está em movimento, o coeficiente de transferência de calor de superfície convectivo aumenta, reduzindo a temperatura da superfície e consequentemente reduz o efeito da radiação na carroceria.

Uma condição apontada por Baptista (2007a) é que os produtos carregados devem estar na temperatura desejada, pois, esses sistemas não são projetados para remover calor dos produtos, uma vez que são feitos somente para manter a temperatura interna do baú.

2.7 Considerações no cálculo de cargas térmicas

“Carga térmica é a quantidade total de calor sensível e latente que deve ser retirada ou adicionada ao ambiente climatizado, para que se mantenham as condições desejadas de temperatura e umidade relativa” (SILVA, 2003).

De acordo com Evans (2008), as cargas térmicas em um veículo de transporte de alimentos congelados são causadas por:

- Diferença de temperatura entre o exterior e o interior do veículo;
- Pela diferença entre a carga térmica real em um veículo e a medida nos testes padrões, pois as temperaturas de testes geralmente são inferiores as de funcionamento;
- Radiação térmica especialmente elevada, quando o veículo está parado e a velocidade do ar externo é baixa;
- Aberturas de portas que ocasionam uma troca de ar externo e interno, gerando uma carga de calor por infiltração complementar para o veículo. Para veículos menores que fazem entregas em maior quantidade esse efeito é muito significativo.

A carga térmica raramente é resultado de uma fonte de calor. Geralmente é a soma de calor de diversas fontes. Costa (2005) divide a carga térmica de refrigeração em quatro parcelas: penetração, infiltração, produto e diversos (iluminação, motores, pessoas, etc.).

Silva (2003) por sua vez, divide a carga térmica em ganhos externos e ganhos internos. Os ganhos considerados externos são a radiação solar direta e indireta, calor transmitido através das paredes devido a diferença de temperaturas entre o interior e o exterior, infiltração de ar quente do exterior. Já os ganhos internos são devidos à iluminação elétrica; ocupação (calor liberado pelas pessoas que ocupam o ambiente) e dissipação de potência em máquinas e equipamentos (motores elétricos).

A capacidade de um dispositivo de refrigeração de extrair calor de um ambiente é expressa em unidade de energia extraída em relação ao tempo (J/s). A carga térmica total segundo Dossat (2004), é calculada para um período de 24 horas. Portanto para obter-se a potência frigorífica, a carga total de 24 horas é dividida pelo tempo de funcionamento desejado para o equipamento (t), conforme equação (32).

$$P_{refrigeração} = \frac{Q_{total} \cdot (3600 \cdot p)}{(3600 \cdot t)} \quad (32)$$

Onde:

$P_{refrigeração}$ = Potência de refrigeração (W)

Q_{total} = Carga térmica de refrigeração total (W)

p = Período considerado (h)

t = Tempo de funcionamento do equipamento (h)

Em que a carga térmica de refrigeração total (Q_{total}) é a soma de todas as parcelas de cargas térmicas consideradas (EQUAÇÃO (33)(32)).

$$Q_{total} = \sum Q \quad (33)$$

Segundo ASHRAE (2010), para o cálculo da carga térmica total deve-se considerar um fator de segurança de 10 % no valor final, contudo pode haver casos em que sejam aplicados fatores de segurança em cada carga térmica. O período (p) no cálculo é considerado igual ao tempo estimado de viagem

2.7.1 Parcelas da carga térmica

Os fatores que influenciam direta ou indiretamente na quantidade de calor que um ambiente pode ganhar ou perder são chamados de parcelas de carga térmica. A soma de todos os fatores resulta na carga térmica total ($Q_{refrigeração}$).

2.7.1.1 Transmissão pelas paredes

A carga térmica transmitida ou cedida pelas paredes é a medida da taxa de calor por condução através das paredes do espaço refrigerado do exterior para o interior. A carga cedida pelas paredes é comum para todas as aplicações de refrigeração e geralmente é uma parte considerável da carga térmica total (DOSSAT, 2004).

A carga térmica cedida pela parede ($Q_{paredes}$) é calculada pela equação (34), após a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U) determinado pela equação (9) e pela diferença entre a temperatura externa e temperatura interna.

$$Q_{paredes} = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) \quad (34)$$

Onde:

$Q_{paredes}$ = Carga térmica paredes (W)

U = Coeficiente global de transferência de calor ($W/(m^2 \cdot K)$)

A = Área (m^2)

T_e = Temperatura externa

T_i = Temperatura interna

Segundo ASHRAE (2010), devem ser considerados os efeitos de envelhecimento das carrocerias, pois a capacidade de isolamento diminui com o tempo. Por isso recomenda que sejam acrescidos ao valor de UA 25%, ou mais para carroceiras com mais de 3 anos.

2.7.1.2 Radiação solar incidente

O Sol, que também é uma fonte externa de carga térmica, caracteriza-se por penetrar no ambiente através das superfícies transparentes e pelas superfícies opacas.

A quantidade de radiação solar que incide sobre uma superfície depende: da natureza da superfície, da orientação geográfica, da vizinhança, da cor da superfície, da latitude, da época do ano e hora do dia (SILVA, 2003).

A parcela que penetra nas paredes e no teto, e conseqüentemente transmite energia solar para o interior refrigerado é determinada pela equação (35). A radiação solar nesse caso é considerada como um acréscimo ao diferencial de temperatura

devido a insolação ($\Delta T_{insolação}$). ASHRAE (2010), utiliza os valores de $\Delta T_{insolação}$ da Tabela 8 em função do tipo de superfície.

$$Q_{insolação} = A_s \cdot U \cdot (\Delta T + \Delta T_{insolação}) \quad (35)$$

Onde:

$Q_{insolação}$ = Carga térmica insolação (W)

A_s = Área superficial (m^2)

U = Coeficiente global de transferência de calor ($W/(m^2 \cdot K)$)

ΔT = Diferença temperatura externa e temperatura interna (K)

$\Delta T_{insolação}$ = Acréscimo ao diferencial de temperatura devido a insolação (K)

Tabela 8 – Provisão para o efeito do Sol

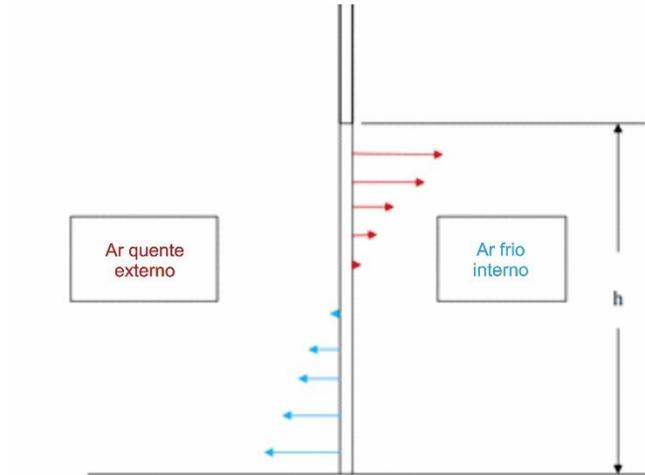
Tipo de superfície (Cor)	Orientação			
	Leste	Sul	Oeste	Norte
Escura				
Pintura preta	5	2	5	11
Média				
Pintura Vermelha, cinza ou verde	4	3	4	9
Clara				
Pintura branca	3	2	3	5

Fonte: Adaptado pelo autor com base em ASHRAE (2010).

2.7.1.3 Infiltração de ar

Quando uma porta é aberta, ar quente (externo) desloca-se para dentro do espaço refrigerado, fazendo com que o ar frio seja perdido (FIGURA 9). Esse calor penetrado deve ser retirado para reduzir novamente a temperatura interna e seu teor de umidade. Para assim, atender as condições necessárias do espaço, tornando-se uma parte da carga total (DOSSAT, 2004).

Figura 9 - Infiltração de ar durante abertura de portas



Fonte: Adaptado com base em ASHRAE (2010).

De acordo com a ASHRAE (2010), a infiltração de ar ocorre mais comumente devido a diferenças de densidade do ar entre o ambiente interno e o externo durante a abertura de portas. O ganho térmico através das portas é obtido utilizando a equação (36).

$$q_{infiltração} = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (36)$$

Onde:

$q_{infiltração}$ = Carga térmica de infiltração de ar (W)

q = Taxa de calor para fluxo plenamente desenvolvido (W)

D_t = Fator tempo de abertura das portas

D_f = Fator fluxo de ar pela porta

E = Efetividade dispositivo de proteção porta

O fator tempo de abertura das portas (D_t) é calculado a partir da equação (37).

$$D_t = \frac{(P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_o)}{3600 \cdot \theta_d} \quad (37)$$

Onde:

D_t = Fator tempo de abertura das portas

P = Número de aberturas de portas

θ_p = Tempo para abrir portas (s)

θ_o = Tempo portas abertas no período (min)

θ_d = Tempo considerado (h)

O tempo típico para abertura das portas (θ_p) varia de acordo com o tipo de porta. ASHRAE (2010), define valores entre 15 a 25 segundos para portas comuns. O valor de tempo total de porta aberta no período (θ_o) deve ser passado de acordo com o uso, assim como o valor do período avaliado (θ_d) que usualmente utiliza-se 24 horas.

O fator de fluxo de porta (D_f) é a relação de troca de ar real para fluxo plenamente estabelecido. Os valores usuais são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Valores usuais para fator fluxo de porta

Condição	Fator fluxo de porta (D_f)
Porta aberta para ar livre ou grande sala	1,0
Tráfego igual a uma entra e saída por minuto, com diferença de temperatura interna e externa de 16 K	0,8
Diferenças de temperatura de 7 e 10 K	1,1
Recomendado para diferenças de temperaturas menor que 11 °C	1,1
Recomendado para diferenciais de temperatura maiores que 11 °C	0,8

Fonte: ASHRAE (2010).

Os valores para efetividade dispositivo de proteção porta (E) usuais são apresentados na Tabela 10. Quando não existem dispositivos de proteção o valor será de 0.

Tabela 10 – Valores de efetividade para alguns dispositivos de proteção de portas

Dispositivo	Efetividade (E)
Cortina de ar vertical	0,79
Cortina de ar horizontal	0,76
Cortina de tiras de plástico	0,93
Cortina de ar mais cortina de plástico	0,91

Fonte: MACAGNAN (2015).

A taxa de calor para fluxo plenamente desenvolvido (q) da equação (36) é o resultado da equação (38).

$$q = 0,211 \cdot A_p \cdot (h_i - h_r) \cdot \rho_r \cdot \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (g \cdot H_p)^{\frac{1}{2}} \cdot F_m \quad (38)$$

Onde:

q = Taxa de transferência de calor (W)

A_p = Área portas (m^2)

h_i = Entalpia do ar infiltrado (kJ/kg)

h_r = Entalpia do ar refrigerado (kJ/kg)

ρ_r = Densidade do ar refrigerado (kg/m^3)

g = Aceleração gravitacional ($9,807 m/s^2$)

H_p = Altura porta (m)

F_m = Fator de densidade

Em que o valor do fator de densidade (F_m) é calculado a partir da equação (39).

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i}\right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (39)$$

Onde:

F_m = Fator de densidade

ρ_r = Densidade do ar refrigerado (kg/m^3)

ρ_i = Densidade do ar infiltrado (kg/m^3)

Para que seja reduzida ou não haja infiltração de ar externo em uma carroceria, essa deve ser equipada com juntas bem montadas nas portas e fendas. Outras aberturas devem ser eliminadas ao máximo. É importante minimizar ou eliminar a dispersão de ar interno ou infiltração de ar externo, contudo para Dossat (2004), essa dispersão pode não ter um efeito considerável sobre a carga de refrigeração.

2.7.1.4 Carga do produto

A carga do produto é formada do calor que deve ser retirado do produto refrigerado a fim de reduzir sua temperatura ao nível desejado. Mesmo sendo um produto congelado, o calor neste caso latente, também é considerado na carga do produto (DOSSAT, 2004).

A carga térmica do produto ($Q_{produto}$), segundo ASHRAE (2010), para temperaturas superiores a temperatura de congelamento de um produto é obtida pela equação (40).

$$Q_{produto} = m_{produto} \cdot c_1 \cdot (T_1 - T_2) \quad (40)$$

Onde:

$Q_{produto}$ = Calor produto (kJ)

$m_{produto}$ = Massa produtos (kg)

c_1 = Calor específico do produto antes do congelamento ($kJ/(kg \cdot K)$)

T_1 = Temperatura inicial antes do congelamento (K)

T_2 = Temperatura antes do congelamento (K)

Para temperaturas abaixo de seu ponto de congelamento, segundo ASHRAE (2010), a carga do produto é obtida pela equação (41), que é a soma do calor removido para resfriar da temperatura inicial até o ponto de congelamento do produto (EQUAÇÃO (42)), calor removido para o congelamento (EQUAÇÃO (43)) e calor removido para resfriar a partir do ponto de congelamento até temperatura final abaixo do ponto de congelamento (EQUAÇÃO (44)).

$$Q_{produto} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (41)$$

$$Q_1 = m_{produto} \cdot c_1 \cdot (T_1 - T_f) \quad (42)$$

$$Q_2 = m_{produto} \cdot h_{if} \quad (43)$$

$$Q_3 = m_{produto} \cdot c_2 \cdot (T_f - T_2) \quad (44)$$

Onde:

$Q_{produto}$ = Calor produto (kJ)

Q_1 = Calor removido até o congelamento dos produtos (kJ)

Q_2 = Calor removido para congelamento dos produtos (kJ)

Q_3 = Calor removido após o congelamento dos produtos (kJ)

$m_{produto}$ = Massa produtos (kg)

c_1 = Calor específico do produto antes do congelamento ($kJ/(kg \cdot K)$)

T_1 = Temperatura inicial (K)

T_f = Temperatura antes do congelamento ($^{\circ}C$)

h_{if} = Calor latente para fusão do produto (kJ/kg)

c_2 = Calor específico do produto após do congelamento (kJ/(kg · K))

T_2 = Temperatura final (K)

A importância da carga do produto varia de acordo com a aplicação. Como no transporte refrigerado os produtos devem ser carregados na temperatura correta de armazenamento, portanto nenhuma carga de produto precisa ser considerada.

2.7.1.5 Calor de respiração de produtos

Frutas e vegetais ainda vivos apresentam mudanças enquanto armazenados. A mais importante destas mudanças é produzida pela respiração, um processo onde o oxigênio do ar se reúne com os carboidratos no tecido da planta e resulta na liberação de dióxido de carbono e calor (DOSSAT, 2004). O calor de respiração de vários tipos de alimentos é demonstrado no Anexo 3 e seu valor é definido pela equação (45).

$$Q_{\text{respiração}} = m_{\text{produto}} \cdot c_{\text{respiração}} \quad (45)$$

Onde:

$Q_{\text{respiração}}$ = Carga térmica de respiração dos produtos (W)

m_{produto} = Massa produtos (kg)

$c_{\text{respiração}}$ = Calor de respiração (W/kg)

2.7.1.6 Carga mista

As cargas mistas consistem principalmente do calor cedido por pessoas trabalhando no local e do calor gerado pela iluminação e motores elétricos que funcionam no interior do baú refrigerado.

A carga térmica pela ocupação de pessoas definida por ASHRAE (2010) é obtida pela equação (46) e pelo valor do calor equivalente por pessoas que é obtido pela equação (47).

$$Q_{pessoas} = n \cdot c_{pessoas} \quad (46)$$

Onde:

$Q_{pessoas}$ = Carga térmica pessoas (W)

n = Número de pessoas ($Pessoa$)

$c_{pessoas}$ = Calor equivalente por pessoa ($W/Pessoa$)

$$c_{pessoas} = 272 - 6 \cdot (T_i) \quad (47)$$

Onde:

$c_{pessoas}$ = Calor equivalente por pessoa ($W/Pessoa$)

T_i = Temperatura interna ($^{\circ}C$)

De acordo com ASHRAE (2010), toda a energia elétrica dissipada no espaço refrigerado (a partir de luzes, motores, aquecedores e outros equipamentos) deve ser incluído na carga de calor interno. Para Silva (2003), o calor liberado por motores elétricos é independente da temperatura do recinto. O calor equivalente para motores é apresentado no Anexo 4.

De acordo com Baptista (2007b), é possível utilizar também os valores de potência nominal dos equipamentos. Neste caso a equação para o calor gerado é a equação (48).

$$Q_{equipamentos} = W_{equipamentos} \quad (48)$$

Onde:

$$Q_{equipamentos} = \text{Carga térmica equipamentos elétricos (W)}$$

$$W_{equipamentos} = \text{Potência dos equipamentos elétricos (W)}$$

O calor liberado por lâmpadas incandescentes ou fluorescentes não é afetado pela temperatura do ambiente climatizado, dependendo apenas da potência da lâmpada. Para as fluorescentes, deve-se multiplicar a potência de iluminação pelo fator de 1,25 e lâmpadas incandescente um fator de 1 (SILVA, 2003). Portanto a carga térmica de iluminação pode ser definida pela equação (49).

$$Q_{iluminação} = W_{iluminação} \cdot f_{iluminação} \quad (49)$$

Onde:

$$Q_{iluminação} = \text{Carga térmica iluminação (W)}$$

$$W_{iluminação} = \text{Potência de iluminação (W)}$$

$$f_{iluminação} = \text{Fator de potência}$$

2.7.2 Cálculo da quantidade de calor trocado

Pela definição do calor específico, a quantidade de calor que deve se adicionar ou retirar de uma determinada massa para obter-se mudança específica na sua temperatura (calor sensível) pode ser calculada pela equação (50) (DOSSAT, 2004).

$$Q_{cs} = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (50)$$

Onde:

Q_{cs} = Quantidade calor sensível (kJ)

m = Massa (kg)

c_p = Calor específico ($kJ/(Kg \cdot K)$)

ΔT = Diferença de temperatura (K)

A quantidade de calor necessária para a mudança de fase (calor latente), é calculada pela equação (51).

$$Q_{cl} = L \cdot m \quad (51)$$

Onde:

Q_{cl} = Quantidade calor latente (kJ)

L = Calor latente (kJ/kg)

m = Massa (kg)

Somando-se as duas quantidades de calor Q_{cs} e Q_{cl} , obtém-se o total de calor trocado. Dividindo-se esse valor pelo tempo necessário tem-se o calor que deve ser trocado por unidade de tempo (EQUAÇÃO (52)).

$$q = \frac{Q_{cs} + Q_{cl}}{\Delta t} \quad (52)$$

Onde:

q = Taxa de calor trocado (kW)

Q_{cs} = Quantidade calor sensível (kJ)

Q_{cl} = Quantidade calor latente (kJ)

Δt = Diferença de tempo (s)

A quantidade de calor retirada do meio a refrigerar, em uma instalação de refrigeração, também pode ser calculada pela equação (53), onde relacionam-se as entalpias e a quantidade de massa (COSTA, 2005).

$$Q = \frac{m \cdot (h_1 - h_2)}{\Delta t} \quad (53)$$

Onde:

Q = Taxa de calor trocado (kW)

m = Massa (kg)

h_1 = Entalpia inicial (kJ/kg)

h_2 = Entalpia final (kJ/kg)

Δt = Diferença de tempo (s)

2.8 Normas e tratados para equipamentos de transporte de produtos alimentares perecíveis

Existem diversas normas e procedimentos a serem seguidos no transporte de produtos alimentares. Entre eles pode-se citar o Acordo ATP utilizado por diversos países da Europa, as normas da ASHRAE nos Estados Unidos da América (USA), resolução CVS-15 da ANVISA e NBR 14701:2001 da ABNT no Brasil.

2.8.1 O Acordo ATP

O Acordo sobre transporte internacional de produtos alimentares perecíveis (ATP), que também aborda os equipamentos especiais utilizados no transporte de alimentos, foi desenvolvido pela Divisão de Transportes da Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa (UNECE). Esse acordo estabelece um conjunto de normas e regras relativas ao transporte internacional de produtos alimentares perecíveis, onde são incluídos caminhões, reboques containers ou qualquer produto

similar. O acordo é aplicado em operações de transporte (exceto aeroviário) entre todos os países signatários.

Em síntese, o Acordo ATP é dividido em três anexos:

Anexo 1: são estabelecidos os requisitos para: equipamentos isolados ou com isolamento térmico, equipamentos de refrigeração, equipamentos refrigerados mecanicamente e equipamentos com sistema de aquecimento.

Anexo 2: são apresentados os critérios de seleção do equipamento e condições de temperatura a serem observadas no transporte de produtos alimentares ultracongelados e produtos alimentares congelados.

Anexo 3: são especificadas as condições de temperatura para o transporte de certos produtos alimentares que não são ultracongelados nem congelados.

Segundo Baptista (2007a), o Acordo ATP estabelece:

- Uma lista de produtos alimentares a serem transportados em conformidade com o acordo e as temperaturas da carga mais elevadas possíveis;
- As normas comuns para os veículos de transporte com temperatura controlada tais como caminhões;
- Os testes a serem efetuados em tais equipamentos para assegurar que respeitem as normas;
- O reconhecimento de um sistema de certificação do equipamento, que estejam em conformidade com as normas;
- Que todas as partes contratantes reconhecem os certificados existentes em conformidade com o Acordo ATP, pelas autoridades competentes e por outras partes signatárias.

No Acordo ATP os meios de transporte estão divididos em classes e de acordo com os meios de refrigeração e isolamento, para que as temperaturas durante os transportes sejam adequadas.

Os equipamentos são certificados de acordo com os resultados dos testes, e cada certificado ATP atribuído, declara a classificação sob a qual o equipamento é aprovado. A conformidade com os requisitos do Acordo ATP é avaliada pela unidade ou pelo tipo de teste e os resultados são registrados num relatório de teste. Estes testes devem ser repetidos em intervalos pré-definidos.

2.8.1.1 Equipamentos isolados

Pela definição do ATP um equipamento isolado é construído com paredes, portas, piso e teto isolados, através dos quais a transferência de calor entre o interior do equipamento e o exterior seja limitada. Os equipamentos isolados são classificados de acordo com coeficiente de transferência de calor (k) em:

- I_N = *Normally insulated equipment* (equipamento de isolamento normal): qualificado por um coeficiente k menor ou igual a $0,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
- I_R = *Heavily insulated equipment* (equipamento altamente isolado): qualificado por um coeficiente k menor ou igual a $0,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ com espessura mínima de 45 mm para equipamentos com largura superior a 2,5 m.

O I_R é obrigatório na Europa para o transporte de alimentos congelados.

2.8.1.2 Equipamentos de refrigeração mecânicos

De acordo com UNECE (2015), os equipamentos de refrigeração mecânicos são os dispositivos aplicados aos ambientes isolados para retirar calor do ambiente interno. Esses equipamentos devem ser capazes de, com uma temperatura exterior média de $30 \text{ }^\circ\text{C}$, diminuir a temperatura interna do corpo vazio a um determinado valor, e após mantê-la continuamente. Os equipamentos são classificados em classes de acordo com qualquer temperatura interna constante nas classes A, B e C:

- Classe A: equipamento mecânico refrigerado com uma aplicação tal que a temperatura seja entre $+12 \text{ }^\circ\text{C}$ e $0 \text{ }^\circ\text{C}$;

- Classe B: equipamento mecânico refrigerado com uma aplicação tal que a temperatura seja entre +12 °C e -10 °C;
- Classe C: equipamento mecânico refrigerado com uma aplicação tal que a temperatura seja entre +12 °C e -20° C.

Para uma temperatura fixa, praticamente constante, o ATP divide os equipamentos nas classes D, E e F:

- Classe D: equipamento mecânico refrigerado com uma aplicação tal que a temperatura é igual ou menor a 0 °C;
- Classe E: equipamento mecânico refrigerado com uma aplicação tal que temperatura é igual ou menor a -10 °C;
- Classe F: equipamento mecânico refrigerado com uma aplicação tal que temperatura é igual ou menor a -20 °C.

Nas classes B, C, E e F o coeficiente de transferência de calor do equipamento isolado deve ser menor ou igual a 0,4 W/m².K.

Uma instalação refrigerada juntamente com seu equipamento deve possuir a capacidade de extração de calor na classe de temperaturas limite de pelo menos 1,75 vezes o fluxo de calor através do isolamento nas temperaturas especificadas, de forma a ser atribuído uma aprovação. Baptista (2007a) recomenda um fator de segurança mais elevado, 2 a 2,5 para a classe C, e 4 a 5 para classe A.

2.8.2 American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)

Pela definição da ASHRAE (2010), em geral, os veículos utilizados para o transporte com temperatura controlada são similares a qualquer outro veículo de transporte. O que os difere é que possuem um isolamento térmico e máquinas para a refrigeração ou aquecimento interno.

A temperatura ambiente é fundamental nos projetos dos equipamentos. O equipamento deve ser capaz de manter a temperatura interna sob diversas e extremas condições. As temperaturas críticas para as regiões do plano terrestre são apresentadas na Tabela 11.

Tabela 11 – Temperaturas ambientes em várias regiões geográficas

	Ásia	Europa	Oriente Médio	América do Norte	Trópicos	Global
Máxima (°C)	50	45	50	50	45	50
Mínima (°C)	-40	-35	-35	-40	0	-40

Fonte: ASHRAE (2010).

Os testes operacionais segundo a ASHRAE (2010) são realizados para estabelecer a capacidade do equipamento e proporcionar um controle satisfatório da temperatura interna, especialmente em pontos definidos entre -1 e 16 °C. Para fins de classificação, os equipamentos são testados nas seguintes condições: temperatura ambiente 38 °C e 2, -18 e -29 °C no espaço da carga para a América do Norte, e temperatura ambiente 30 °C e 0 e -20 °C no interior para a Europa.

Para o projeto de um equipamento de refrigeração, a ASHRAE (2010) recomenda o cálculo de cargas térmicas, a determinação de um fator de transferência de calor do veículo, determinação de uma gama de temperaturas ambientes médias as quais o veículo será suscetível, a gama de mercadorias e temperaturas internas necessárias também devem ser conhecidas.

A ASHRAE também define equações para o cálculo de cargas térmicas e outros requisitos relacionados a refrigeração.

2.8.3 ANVISA

Em território nacional a Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA), através da portaria CVS-15 de novembro de 1991, normatiza o transporte por veículos de alimentos para consumo.

No artigo 2 da portaria CVS-15, no parágrafo 13º e 14º, são estabelecidas as temperaturas de transporte dos alimentos perecíveis de acordo com sua natureza:

Art. 2 [...]

§ 13º - Os alimentos perecíveis devem ser transportados em veículo fechado, dependendo da natureza sob:

I – Refrigeração: ao redor de 4ºC, não ultrapassando 6ºC;

II – Resfriamento: ao redor de 6ºC não ultrapassando 10º ou conforme especificação do fabricante expressa na rotulagem;

III – Aquecimento: acima de 65ºC;

IV – Congelamento: ao redor de (-18º) e nunca superior a (-15ºC).

§ 14º - O transporte de refeições prontas para consumo imediato, deve ser realizado em veículo fechado, logo após o seu acondicionamento, em recipiente hermeticamente fechado, de material adequado, conservada a temperatura do produto ao redor de 4ºC, não ultrapassando 6ºC ou acima de 65ºC (ANVISA, 1991).

2.8.4 NBR 14701:2001

A NBR 14701:2001 entrou em vigor em 29 de junho de 2001. Ela regulamenta o transporte de produtos alimentícios refrigerados através de procedimentos e critérios de temperatura. Seu objetivo é manutenção da temperatura adequada ao longo de toda a cadeia de distribuição, desde os armazéns frigorificados do produtor até a entrega final.

Com relação às temperaturas, a norma faz a divisão dos produtos em 3 classes diferentes:

- Produto congelado: Aquele que a temperatura deve ser mantida a -18ºC ou mais baixa, obedecidas as exigências e características de cada produto.
- Produto refrigerado: Aquele submetido ao processo de resfriamento ou de congelamento em equipamento especialmente projetado, objetivando manter suas características próprias para o consumo ou processamento posterior.
- Produto resfriado: Aquele cuja temperatura deve ser mantida entre 0ºC e 5ºC, tolerando-se temperatura inferior ou superior, obedecidas as exigências e características específicas de cada produto (ABNT, 2001).

Além disso, a norma abrange aspectos como embalagem, movimentação, preparação de docas, tomada de temperatura nos estoques e nos transportes, entre outros.

2.9 Pesquisas recentes

Em seu trabalho Tassou, De-Lille e Lewis (2009) afirmam que o transporte refrigerado é utilizado em uma grande gama de condições operacionais, tornando os equipamentos de refrigeração de transporte menos eficientes que os estacionários. Ademais, os autores fornecem uma revisão sobre o transporte de alimentos juntamente com uma investigação para o desenvolvimento e aplicação de tecnologias alternativas para reduzir o consumo de energia desses equipamentos. Eles afirmam que para atender aos requisitos do acordo ATP e satisfazer a refrigeração nas mais diversas demandas, os sistemas de refrigeração operam em condições até 1,75 vezes a carga calculada. Também afirmam que o COP dos sistemas de transporte refrigerado são baixos, em torno de 0,5 à -20 °C no interior do baú e 1,5 a 1,75 à 3 °C com uma temperatura ambiente de 30 °C.

James, S.; James, C. e Evans, J. (2006) em seu artigo nos trazem a informação que em 2002, mais de um milhão de veículos rodoviários refrigerados foram utilizados para distribuir alimentos refrigerados e congelados em todo o mundo. Esse tipo de sistema de transporte serve para manter a temperatura dos alimentos dentro dos limites estabelecidos, visando assegurar a sua segurança, qualidade e validade. Os autores utilizaram a modelagem computacional para otimizar o sistema de refrigeração de transporte.

Após a modelagem, os autores, concluem que para prever-se de forma mais precisa a transferência de calor e as temperaturas dentro de um caminhão refrigerado, precisa-se definir a transferência de calor entre o ar exterior e o recipiente (paredes), a radiação solar incidente sobre a superfície exterior incluindo a radiação refletida pelo terreno.

Segundo Ahmed, Meade e Medina (2010) aproximadamente 80% dos locais dos Estados Unidos recebem seus bens exclusivamente por caminhões de transporte, destes um grande número possuem temperaturas controladas porque carregam produtos sensíveis à temperatura. Por isso os caminhões devem possuir um sistema de refrigeração para controlar a temperatura. Na pesquisa, os autores comparam o método convencional de isolamento de um caminhão refrigerado e um modificado usando materiais de mudança de fase (PCM) como isolamento. Foram incluídos PCM

à base de parafina nas paredes do reboque padrão como uma tecnologia de redução de transferência de calor. Desta maneira foram observadas reduções no fluxo de calor do exterior para dentro do compartimento refrigerado de 16,3%. Com o resultado obtido consegue-se uma economia de energia e redução dos equipamentos de refrigeração.

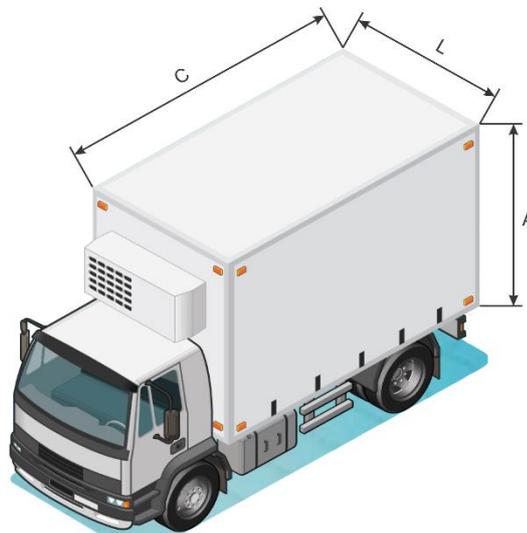
3 MATERIAL E MÉTODOS

Este capítulo aborda o material ensaiado e os métodos a serem utilizados.

3.1 Materiais

O veículo ensaiado foi um caminhão do tipo “toco” equipado com carroceria frigorífica de medidas externas: 5,5 m por 2,3 m por 2,3 m, comprimento (C), largura (L) e altura (A), respectivamente, conforme ilustrado na Figura 10 e documentado através do Anexo 5.

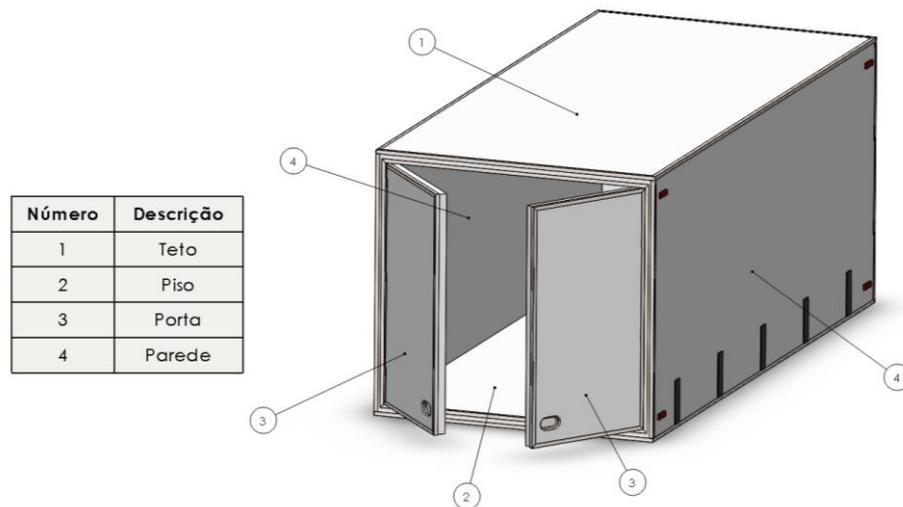
Figura 10 – Ilustração caminhão ensaiado



Fonte: Adaptado pelo autor com base em Thermo King (2015).

O isolamento da carroceria possui 100 mm de espessura nas portas traseiras, piso e teto, nas paredes a espessura possui 70 mm, conforme demonstrado na Figura 11. O material do isolamento é poliuretano expandido rígido (PUR) recoberto por placas de plástico reforçado com fibra de vidro (PRFV) e alumínio corrugado nas faces laterais externas.

Figura 11 – Descrição das superfícies da carroceria



Fonte: Elaborado pelo autor.

A carroceria frigorífica ensaiada foi equipada com sistema mecânico de refrigeração TTR44 SH do fabricante Thermo Tech (Figura 12).

Figura 12 - Unidade condensadora TTR44 SH



Fonte: Adaptado Thermo Tech (2016).

No compartimento de carga (interior) assim como no ambiente externo, para obtenção das temperaturas foram instalados termômetros digitais portáteis da Full

Gauge, modelo Penta III (Figura 13). As especificações técnicas do produto são apresentadas na Tabela 12.

Figura 13 – Termômetro digital Penta III



Fonte: Full Gauge (2015).

Tabela 12 – Especificações técnicas Full Gauge – Penta III

Especificação	Valor
Alimentação	Bateria 9V
Faixa de medição	-50,0 a 105,0 °C
Temperatura de operação	0 a 50 °C
Resolução	0,1 °C de -50,0 a 105,0 °C
Precisão	±0.3% fundo de escala
Número de sensores	5

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Full Gauge (2015).

3.2 Métodos

O método utilizado neste trabalho será experimental, conforme explicado:

O método experimental consiste essencialmente em submeter os objetos de estudo à influência de certas variáveis, em condições controladas e conhecidas pelo investigador, para observar os resultados que a variável produz no objeto (GIL, 2008).

Para o teste experimental serão coletados dados das temperaturas externa e interna da carroceria. Estas são variáveis que influenciam na quantidade de calor transferido do exterior para o interior (Q), conforme determinada na equação (8), considerando que a área (A) e o coeficiente de transferência de calor (U) não se alteram em função das temperaturas testadas.

Para obtenção dos dados experimentais, em campo, nas condições operacionais reais do transporte refrigerado de produtos resfriados e congelados, contou-se com a colaboração de uma empresa de distribuição de alimentos que atua na região sul do Brasil e também uma empresa fabricante de equipamentos frigoríficos para carrocerias situada em Paiçandu - Paraná.

O registro das temperaturas no ambiente interno da carroceria foi realizado com quatro termômetros digitais portáteis Penta III, conforme exemplificado na Figura 14 (pontos azuis). No total foram registradas temperaturas de 16 pontos distribuídos por todo espaço interno.

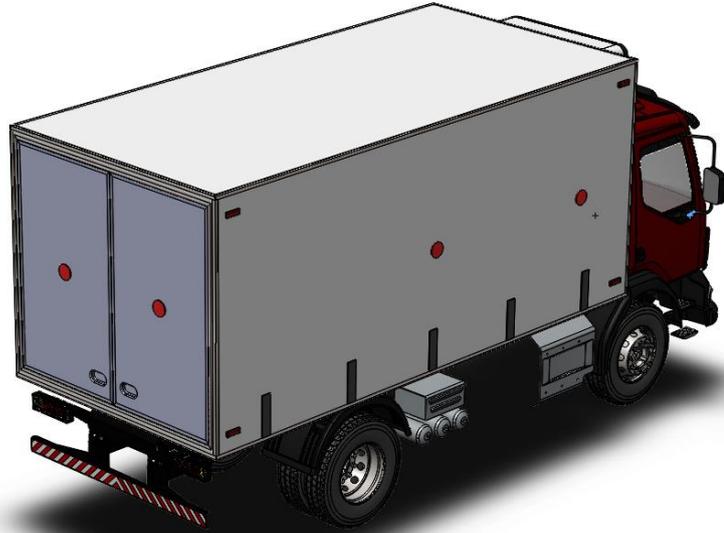
Figura 14 – Pontos para medição da temperatura ambiente interna



Fonte: Elaborado pelo autor.

No ambiente externo para a obtenção da temperatura ambiente, também registrada por termômetros digitais, foram instalados sensores em quatro pontos distintos como exemplificado na Figura 15 (pontos vermelhos). A fim de evitar-se a interferência da radiação solar, a carroceria testada foi levada a um local coberto (Figura 16).

Figura 15 – Pontos para medição da temperatura ambiente externa



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 16 – Carroceria frigorífica testada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo os testes com a carroceria vazia (sem produtos), refrigerou-se o ambiente interno da carroceria até temperaturas próximas às desejadas (-5 °C, -10 °C e -15 °C), e após desligou-se o sistema mecânico de refrigeração. Considerando que a carroceria estava sob abrigo, sem radiação solar direta e velocidade do ar externa desprezível, a partir desse momento pode-se dizer que o aumento da temperatura interna se deve ao calor que penetra no baú devido a condução pelas paredes.

Com os dados de temperatura ambiente interna e externa, é possível determinar a quantidade de calor que é necessária para o aumento de temperatura em função do tempo, com o uso da equação (50).

Os dados de temperatura interna e externa obtidos durante os testes foram salvos em planilhas eletrônicas em função do tempo (Quadro 3), onde posteriormente foram analisados, e aplicadas equações para a determinação da carga térmica teórica devido a transmissão de calor pelas paredes da carroceria nas condições dos testes.

Quadro 3 – Tabela de dados

Ponto	Sensores de Temperatura Ambiente Interno														Sensores de Temperatura Externa							
	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	3.3	3.4	3.5	4.2	4.3	4.4	Média	3.1	3.2	4.1	4.5	Média
0:00																						
0:05																						
0:10																						
0:15																						
0:20																						
...																						

Fonte: Elaborado pelo autor.

4 RESULTADOS

Este capítulo mostra os resultados e faz uma análise deles.

4.1 Resultados dos testes

A aquisição dos dados para análise realizou-se nos dias 27 e 28 de maio de 2016, na cidade de Paiçandu – Paraná, nos horários mostrados na Tabela 13.

Tabela 13 – Horário dos testes realizados

Teste	Data	Horário Início	Horário Fim
1	27/05/2016	10:40	11:50
2	27/05/2016	14:50	17:00
3	28/05/2016	9:00	11:00

Fonte: Elaborado pelo autor.

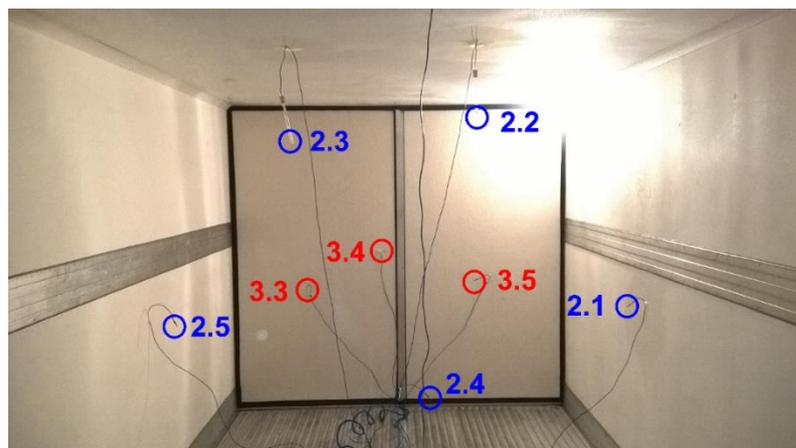
No total foram instalados 16 sensores de temperatura, dos quais, 12 no interior e 4 no exterior. A instalação dos sensores de temperatura interna é demonstrada na Figura 17 e Figura 18. Para a leitura dos dados, os termômetros digitais foram colocados na parte externa da carroceria (FIGURA 19).

Figura 17 – Sensores de temperatura instalados internamente na parte frontal



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 18 - Sensores de temperatura instalados internamente na parte traseira



Fonte: Elaborado pelo autor.

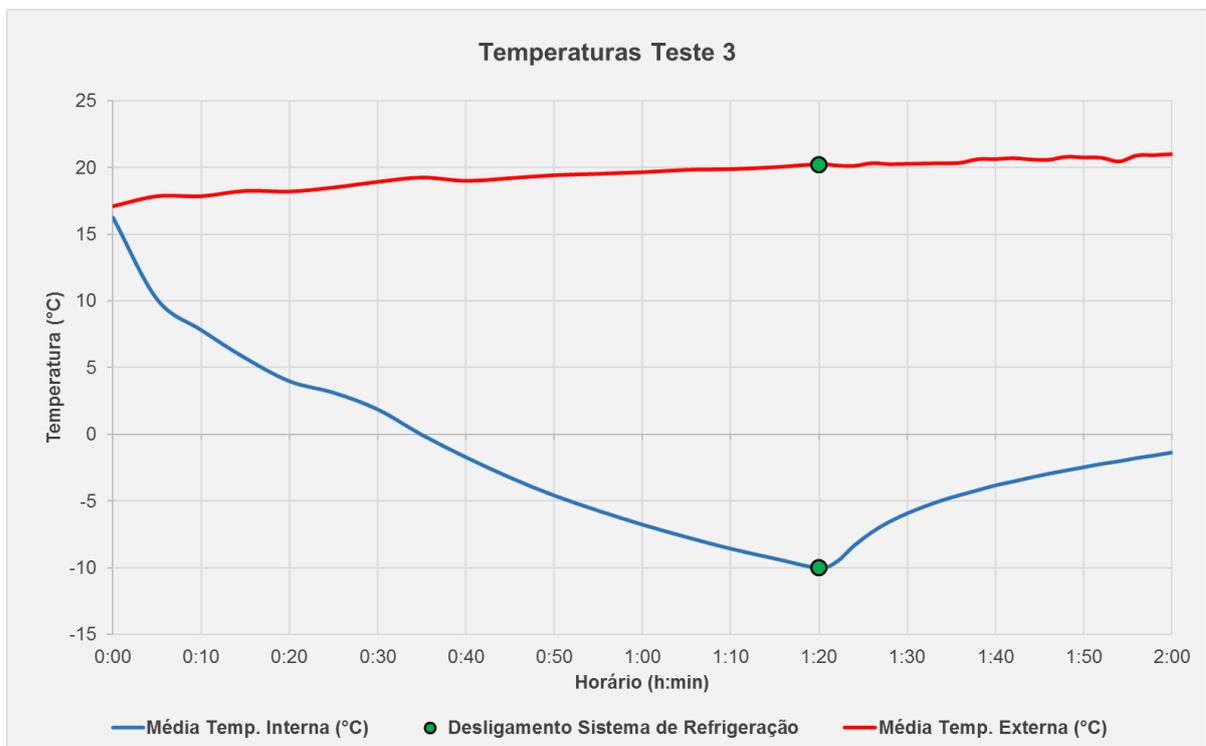
Figura 19 - Sensores de temperaturas instalados na parte externa da carroceria



Fonte: Elaborado pelo autor.

Durante os testes, as leituras de temperaturas foram armazenadas em planilhas eletrônicas em função do tempo. Com os dados de temperatura registradas foi possível realizar os cálculos para cada intervalo de tempo considerado. Esses cálculos foram feitos para cada intervalo após o desligamento do sistema de refrigeração. Para isso, foi calculada a média global das medições dos pontos internos, visto que em um baú, devido a circulação de ar no interior, ocorre um gradiente de temperaturas. Para a temperatura externa também foi feita uma média dos sensores. Como exemplo, são demonstradas na Figura 20 as temperaturas médias durante o Teste 3.

Figura 20 – Temperaturas médias Teste 3



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir da média da temperatura interna para cada instante de tempo foi determinado o calor específico do ar (c_p) com a interpolação de valores do Anexo 1. Da mesma forma foi determinada a massa específica do ar (ρ) necessária para obter a massa (m) de ar presente no interior da carroceria.

Após a determinação desses valores, utilizando a equação (50) em função da diferença de temperatura interna entre cada ponto (ΔT) calculou-se a quantidade de

energia trocada em Joules (J) para essa diferença de temperatura. Dividindo-se a equação (50) pela diferença de tempo (Δt) obteve-se a taxa de calor trocado em Watts (W) (EQUAÇÃO (54)).

$$q = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T}{\Delta t} \quad (54)$$

Onde:

q = Taxa de calor trocado (kW)

m = Massa (kg)

c_p = Calor específico ($kJ/(Kg \cdot K)$)

ΔT = Diferença de temperatura (K)

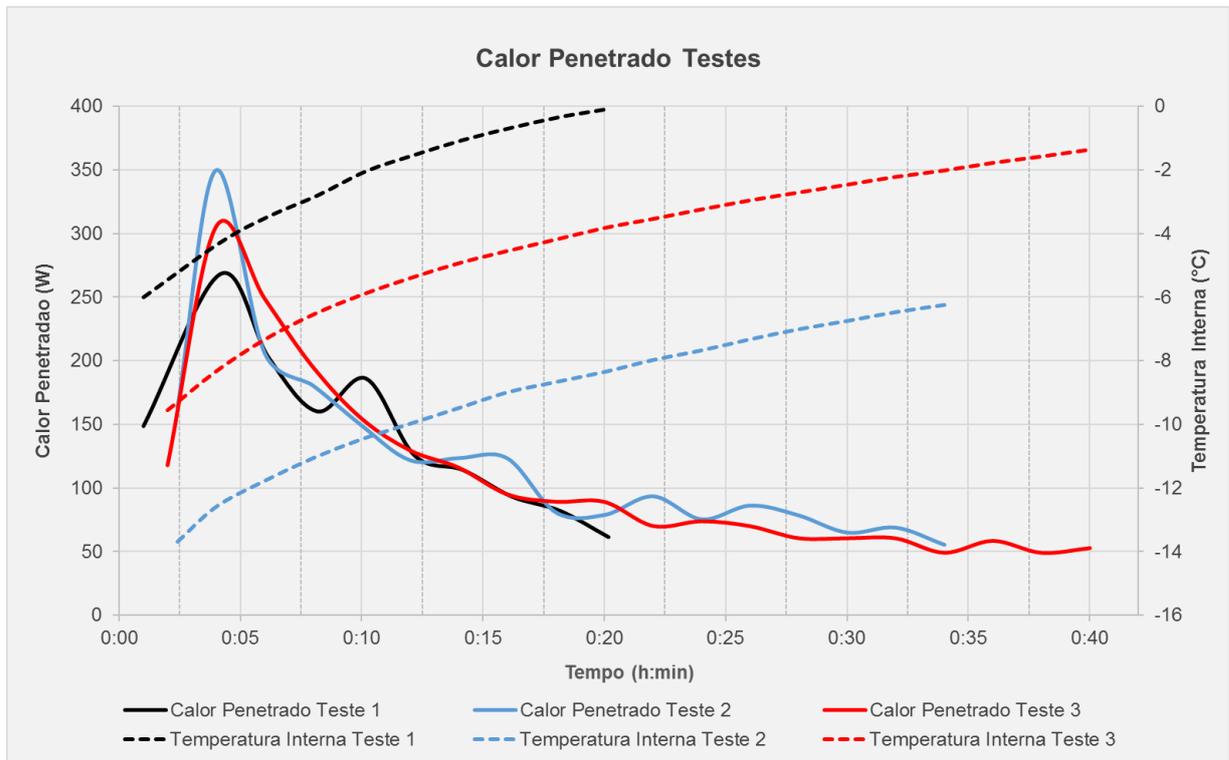
Δt = Intervalo de tempo (s)

Analisando o Teste 3, no intervalo de tempo 1:22:00 e 1:24:00, observa-se que se tem o maior aumento de temperatura, de $-9,6 \text{ }^\circ\text{C}$ à $-8,3 \text{ }^\circ\text{C}$, conseqüentemente a maior penetração de calor. Considerando este intervalo de tempo ($\Delta t = 120 \text{ segundos}$), a diferença de temperatura ($\Delta T = 1,3 \text{ }^\circ\text{C}$) e as propriedades do ar (m e c_p) em função da temperatura interna, aplicou-se a equação (54), obtendo-se a taxa de calor trocado no período.

$$q = \frac{29,8 \text{ kg} \cdot 1,006 \frac{\text{kJ}}{(\text{kg} \cdot \text{K})} \cdot 1,3 \text{ K}}{120 \text{ s}} \cong 0,305 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \rightarrow 305 \text{ W}$$

Este cálculo foi replicado para cada instante de tempo nos três testes obtendo-se os comportamentos das temperaturas e taxas de penetração de calor ao longo do tempo de análise, mostrados na Figura 21.

Figura 21 - Calor penetrado durante os testes



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com a Figura 21 é possível observar uma semelhança nos comportamentos dos testes realizados. As flutuações das taxas podem ser consideradas aceitáveis, já que os testes foram realizados em campo, sem as condições de controle obtidas em laboratório. Os resultados indicam que a quantidade de calor trocado varia em função das diferenças de temperaturas internas e externas nos pontos considerados, desse modo, quanto maior a diferença de temperaturas, maior a força motriz da transferência, resultando em maiores taxas de penetração no ambiente interno, conforme demonstrado nos resultados da Tabela 14.

Tabela 14 - Taxa de calor máxima e temperaturas dos testes

Teste	Temperatura Interna Média (°C)	Temperatura Externa Média (°C)	Taxa de Calor Trocado (W)
1	- 5,1	20,1	268
2	-13,1	20,0	350
3	-8,9	20,1	305

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para comparação, foi calculada teoricamente a quantidade de calor que penetra na carroceria nas condições dos testes. Considerando somente o mecanismo de condução através das paredes, utilizou-se a equação (8) para determinar a carga térmica teórica. Esta foi calculada para a situação mais crítica de cada teste, ou seja, o intervalo onde a taxa de calor trocado calculada pela equação (54) foi máxima. Desse ponto se obtém o diferencial de temperatura (ΔT), que é a diferença entre a temperatura interna e externa. No caso do teste 3 esta diferença foi de 29 °C.

Para a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U) foi calculada a resistência térmica total (R_{tot}) para cada parede, teto e piso da carroceria. Para isso foi necessária a determinação do coeficiente convectivo interno médio (\bar{h}_i) e o coeficiente convectivo externo médio (\bar{h}_e). Os valores do coeficiente de transferência de calor condutivo (k) foram obtidos de dados de fabricantes.

Como a carroceria esteve parada dentro de um pavilhão fechado, a velocidade do ar externo foi considerada desprezível, deste modo o coeficiente convectivo externo foi calculado pelas equações da convecção natural apresentadas na seção 0. Assim como para o interior, tendo em vista que a carroceria estava fechada e o sistema de refrigeração desligado, não ocorrendo movimentação forçada do ar no interior.

Os valores dos coeficientes convectivos médios interno e externo (\bar{h}_i e \bar{h}_e) calculados para o Teste 3 na condição de temperatura interna média de -8,9 °C e externa de 20,1 °C são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Coeficientes convectivos médios Teste 3

Superfície	$\bar{h}_i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$	$\bar{h}_e \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$
Laterais	0,8471	1,5051
Teto	1,1270	1,9855
Piso	0,5134	0,7360
Frontal	0,8471	1,5051
Traseira	0,8471	1,5051

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os coeficientes calculados, determinou-se a resistência térmica total (R_{tot}) e o coeficiente global de transferência de calor (U), utilizando a equação (5) e a equação (9) respectivamente, para cada superfície conforme a Tabela 16.

Tabela 16 – Valores Teste 3

Superfície	$R_{tot} \left(\frac{K}{W} \right)$	$U \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$
Laterais	0,3889	0,2033
Teto	0,4376	0,1807
Piso	0,5995	0,1319
Frontal	1,1637	0,1624
Traseira	1,1637	0,1624

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, calculou-se a taxa de calor para cada superfície através da equação (34), sendo a carga térmica total o somatório das cargas que penetram em cada uma das superfícies (TABELA 17).

Tabela 17 – Taxa de calor cedida pelas paredes

Superfície	$Q \text{ (W)}$
Laterais	149,4
Teto	66,4
Piso	48,4
Frontal	25,0
Traseira	25,0
TOTAL	314,2

Fonte: Elaborado pelo autor

Concluindo as análises, comparam-se os valores obtidos experimentalmente com os calculados teoricamente utilizando as equações de transferência de calor (TABELA 18). Avaliando as diferenças percentuais entre as cargas térmicas teóricas e experimentais de todos os testes observa-se que estas foram inferiores a 3 %, validando a proposta de cálculo da carga térmica devido a penetração de calor para a carroceria em estudo.

Tabela 18 – Valores teóricos e experimentais

Teste	Teórica (W)	Experimental (W)	Diferença (%)
Teste 1	272	268	1,7
Teste 2	359	350	2,6
Teste 3	314	305	2,9
Diferença Média			2,4

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2 Interface

A interface foi desenvolvida em software de planilhas eletrônicas para fácil visualização dos dados, gerando resultados instantâneos que auxiliarão em tomadas de decisão.

Para demonstração do cálculo da carga térmica adotam-se os seguintes critério de temperaturas:

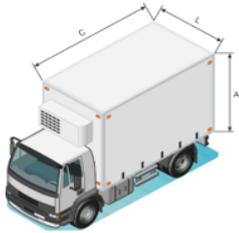
- Externa de 38 °C e umidade relativa de 70%
- Interna de -18 °C e umidade relativa de 30%

Estes valores são condição de testes da ASHRAE, e também -18 °C se refere a produtos congelados de acordo com a ANVISA, sendo essa uma temperatura interna crítica.

Os outros dados necessários para o cálculo da carga térmica total, como dimensional da carroceria, isolamento, aberturas de portas, são apresentadas no Quadro 4.

Quadro 4 – Interface principal

Dimensionais Externas Carroceria		Isolamento			Temperaturas de Trabalho	
Largura Externa (L)	2,30 m	Tipo Isolamento	Poliuretano	0,025 W/(m.K)	Tipo de Produto	Congelados
Altura Externa (A)	2,30 m	Chapa Metálica	Metal	204,0 W/(m.K)	Temperatura Interna / Umidade Relativa	-18,0 °C 30%
Comprimento Externo (C)	5,50 m	Espessura Isolamento Paredes	70 mm		Temperatura Externa / Umidade	38,0 °C 70%
Porta		Espessura Isolamento Teto, Piso, Portas	100 mm		Equipamento Refrigeração	
Altura Porta	2,00 m	Espessura Metal	1,5 mm		Tempo Funcionamento Equipamento Total Na Viagem	8:00
Largura Porta	1,00 m	Cor Isolamento	Escura		Tempo de Viagem	
Tempo abertura porta (Horas/Viagem)	1:00:00	Pessoas			Tempo de Viagem	24:00
Aberturas (Aberturas/Viagem)	10	Pessoas - Tempo Pessoas (Tempo / Viagem)	380 W	01:00:00	Tempo de Viagem	
Legenda		Quantidade de Pessoas	1		Tempo de Viagem	
Dados Iniciais	•	Equipamentos			Tempo de Viagem	
Dados Tabelados	•	Potência Iluminação - Tempo Utilização (Tempo / Viagem)	60 W	01:00:00	Tempo de Viagem	
Calculados	•	Potência Equipamentos Elétricos - Tempo Utilização (Tempo / Viagem)	600 W	08:00:00	Tempo de Viagem	
Constantes	•					
Resultados	•					



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.1 Carga térmica devido à infiltração de ar

A partir dos dados inseridos na tela inicial, calcula-se inicialmente a quantidade de calor que entra no ambiente interno da carroceria devido a infiltração de ar ocasionada pelas aberturas de portas. Esse valor é obtido através da soma dos tempos de abertura durante o período considerado (12 horas), e com a aplicação das equações apresentadas na seção 2.7.1.2.

Os valores de entalpia e densidade do ar interno e externo necessários para o cálculo são obtidos através da interpolação de valores do Anexo 1 e Anexo 6. Os valores são demonstrados no Quadro 5. O valor do fator fluxo de ar pela porta (D_f) foi determinado de acordo com a Tabela 9, considerando o valor recomendado para diferenças de temperatura maiores que 11 °C e o valor de efetividade do dispositivo de proteção porta (E) foi considerado 0,93 pois a maioria das carrocerias possui cortinas de tiras de plástico como dispositivo de proteção.

Quadro 5 - Valores entalpia e densidade do ar

Temperatura Externa	38 °C				
Umidade Relativa Externa	50%				
		0%	100%	300	350
Entalpia Externa (h _i)	94,48 kJ/kg	38,233	150,720	-	
Densidade Externa (p _i)	1,12 kg/m³	-		1,1614	0,995
Temperatura Interna	-18 °C				
Umidade Relativa Interna	30%				
		0%	100%	250	300
Entalpia Interna (h _r)	-17,53 kJ/kg	-18,1	-16,198	-	
Densidade Interna (p _r)	1,37 kg/m³	-		1,3947	1,1614

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com todos os dados necessários é possível determinar o fator de densidade (F_m) utilizando a equação (39).

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{-1,37 \frac{kg}{m^3}}{1,12 \frac{kg}{m^3}} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} \cong 0,9509$$

Calculado o F_m consegue-se determinar o valor da taxa de calor para fluxo plenamente desenvolvido (q) pela equação (38).

$$q = 0,211 \cdot 2 \text{ m}^2 \left(94,48 \frac{kJ}{kg} - \left(-17,53 \frac{kJ}{kg} \right) \right) \cdot 1,37 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(1 - \frac{1,12 \frac{kg}{m^3}}{1,37 \frac{kg}{m^3}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(9,807 \frac{m}{s^2} \cdot 2 \text{ m} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot 0,9509 \cong 121,2 \text{ kW}$$

Determina-se o fator fluxo de ar pela porta (D_t) com o uso da equação (37).

$$D_t = \frac{(10 \cdot 20 \text{ s} + 60 \cdot 60 \text{ min})}{3600 \cdot 12 \text{ h}} \cong 0,088$$

Por fim, calcula-se a taxa de calor devido à infiltração de ar externo ($q_{infiltração}$) pela equação (36).

$$q_{infiltração} = 121,2 \text{ kW} \cdot 0,088 \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,93) \cong 0,597 \text{ kW} \rightarrow 597 \text{ W}$$

4.2.2 Carga térmica mista

Para o cálculo carga térmica devido a pessoas no ambiente, utiliza-se a equação (47) em função da temperatura interna para obter o calor equivalente por pessoa ($c_{pessoas}$) e após a equação (46) com o valor obtido anteriormente.

$$c_{pessoas} = 272 - 6 \cdot (-18) = 380 \frac{\text{W}}{\text{Pessoa}}$$

$$Q_{pessoas} = 1 \text{ Pessoa} \cdot 380 \frac{\text{W}}{\text{Pessoa}} = 380 \text{ W}$$

Para a carga térmica de equipamentos e iluminação serão utilizados os valores apresentados no Quadro 4, sendo a carga térmica de ventilação ($Q_{equipamentos}$) igual a 600 W e a carga de iluminação ($Q_{iluminação}$) igual a 60 W, considerando que a iluminação seja feita por uma lâmpada incandescente.

4.2.3 Carga térmica por transmissão e insolação

A carga térmica cedida pelas paredes e devido a insolação é calculada a partir da equação (35), os valores obtidos são apresentados na Tabela 19. Os valores para o adicional de temperatura devido a insolação ($\Delta T_{insolação}$) necessários para o cálculo são obtidos da Tabela 8 de acordo com o tipo de superfície. O valor do coeficiente global de transferência de calor (U) de acordo com a superfície, é calculado pela equação (9). Para a determinação dos valores dos coeficientes convectivos internos e externos foram utilizadas as equações das seções 2.5.2.1 e 2.5.2.2.

O valor de UA apresentado na Tabela 19 já está acrescido de 25%, que é o fator de segurança recomendado pela ASHRAE para este tipo de cálculo.

Tabela 19 – Carga térmica cedida pelas paredes

Superfície	$U \cdot A \left(\frac{W}{K}\right)$	$\Delta T_{insolação}$ (K)	ΔT (K)	Q (W)
Laterais	7,052	5	56	430,2
Teto	3,016	11	56	202,1
Piso	2,045	0	56	114,5
Frontal	1,219	5	56	74,4
Traseira	0,969	5	56	59,2
Carga térmica cedida pelas paredes total				880,4

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.4 Carga térmica total

A carga térmica devido ao diferencial de temperatura entre produtos e temperatura interna foi desconsiderada pois de acordo com normas da ANVISA e ASHRAE, o produto deve ser carregado na temperatura de transporte, ou seja, se o produto deve ser transportado a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, ele deve ser carregado à esta temperatura. Da mesma forma, a carga térmica de respiração dos produtos (metabolismo vegetal) foi desconsiderada, a mesma só é válida quando os produtos carregados são vegetais.

Considerando que nem todas as cargas térmicas persistem por todo período considerado calculou-se um fator de utilização para a carga térmica devido a pessoas, equipamentos e iluminação. Esse fator é calculado dividindo-se o tempo de uso pelo período avaliado, que no exemplo é de 12 horas. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 – Cargas térmicas

Carga Térmica	Valor (W)	Tempo de Uso (h: mm)	Fator de Utilização	Q (W)
Condução Paredes	880	-	-	880
Infiltração	597	-	-	597
Pessoas	380	1:00	0,083	32
Equipamentos	600	5:00	0,667	400
Iluminação	60	1:00	0,083	5
Carga Térmica Total (Q_{total}) (W)				1.914

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, para determinar a potência de refrigeração necessária para a carroceria do exemplo com a equação (32), aplicou-se um fator de segurança de 10% recomendado pela ASHRAE no valor da carga térmica total (Q_{total}), totalizando 2.105 W. O período considerado é de 12 horas e tempo de funcionamento do equipamento, 8 horas, resultando em uma potência necessária de:

$$P_{refrigeração} = \frac{2.105 \text{ W} \cdot (3.600 \cdot 12 \text{ h})}{(3.600 \cdot 8 \text{ h})} \cong 3.157 \text{ W} \cong 10.775 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

A título de exemplo, pesquisou-se um equipamento de refrigeração do fabricante Thermo King, que possa ser aplicado neste contexto. Avaliando a Tabela 21 em função da temperatura interna, o equipamento que deve ser utilizado para essa aplicação é o modelo T680R que possui capacidade, a -18 °C de 11.000 Btu/h.

Tabela 21 – Capacidade equipamentos Thermo King

Capacidade Equipamento de Refrigeração ($\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$) para temperatura ambiente externa 38 °C			
Modelo	Temperatura Interna (°C)		
	2	-18	-29
V300	9.590	4.130	-
V300 Max	10.015	5.835	3.530
V500	12.505	5.118	-
V500 Max Spectrum	15.500	8.200	5.000
T680R	18.000	11.000	7.000
T880R	22.000	13.000	7.800
T1080S	34.000	21.000	13.000

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Thermo King (2016).

5 CONCLUSÃO

A partir do exposto nos capítulos anteriores, é possível concluir que considerando o mecanismo condutivo como o principal responsável pela penetração de calor da carroceria em estudo, os resultados apontam semelhança entre os valores obtidos para os três testes realizados. Pode-se também através dos testes, comprovar que quanto maior a diferença de temperatura interna e externa de uma carroceira, maior será a taxa de penetração de calor para o interior de uma carroceria frigorífica.

As cargas térmicas teóricas calculadas para os testes apresentaram diferença de até 3% em comparação com os valores obtidos experimentalmente. Considerando essa diferença e a semelhança em todos os ensaios realizados, é possível afirmar que o método de cálculo é válido. Desta maneira, utilizou-se o método para a determinação da carga térmica devido a condução nas paredes em diferentes condições.

Com os resultados obtidos nos testes, desenvolveu-se a interface para a determinação da potência de refrigeração necessária. Utilizando a interface desenvolvida para uma carroceria com dimensões de 5,5 m de comprimento por 2,3 m de largura por 2,3 m de altura, nas condições de temperatura interna de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura externa de $38\text{ }^{\circ}\text{C}$, obteve-se de forma instantânea a potência de refrigeração necessária de 10.775 Btu/h. Com esse valor calculado, selecionou-se em tabelas de sistemas de refrigeração o equipamento adequado. Caso seja necessário a alteração de algum valor, a interface fará o cálculo instantaneamente da potência de refrigeração necessária, agilizando desse modo a seleção do sistema necessário.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE TRANSPORTES TERRESTRES - ANTT. RNTRC em Números. **ANTT**, 2015. Disponível em:

<http://appweb2.antt.gov.br/rntrc_numeros/rntrc_emnumeros.asp>. Acesso em: 26 Setembro 2015.

AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA - ANVISA. **Portaria CVS-15**. [S.l.]: Anvisa, 1991.

AHMED, M.; MEADE, O.; MEDINA, M. A. Reducing heat transfer across the insulated walls of refrigerated truck trailers. **Energy Conversion and Management**, v. 51, p. 383-392, 2010.

ASHRAE. **ASHRAE Refrigeration 2010 - SI Edition**. Atlanta: ASHRAE, 2010.

ASHRAE. **ASHRAE Fundamentals 2013 - SI Edition**. Atlanta: ASHRAE, 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT. **NBR 14701**: Transporte de produtos alimentícios refrigerados - Procedimentos e critérios de temperatura. Rio de Janeiro: ABNT, 2001.

BAPTISTA, P. **Higiene e Segurança Alimentar no Transporte de Produtos Alimentares**. Guimarães: Forvisão, v. 01, 2007a. ISBN 978-972-8942-01-4.

BAPTISTA, P. **Higiene e Segurança Alimentar no Transporte de Produtos Alimentares**. Guimarães: Forvisão, v. 02, 2007b. ISBN 978-972-8942-02-1.

BRASIL. Manual MDIC - Logística de Transporte. **Ministério do Desenvolvimento**, 2003. Disponível em:

<<http://www.desenvolvimento.gov.br/arquivo/secex/logistica/logistica.pdf>>. Acesso em: 18 Setembro 2015.

BULLTRADE. Placas de PUR e PIR. **Bulltrade**, 2015. Disponível em:

<<http://www.bulltrade.com.br/placapurpir.html>>. Acesso em: 12 Outubro 2015.

BUTTERWORTH, D. **Introduction to Heat Transfer**. Oxford: Oxford University Press, 1977. ISBN 978-0-19-859153-5.

CARGA Térmica em Climatização, 2015. Disponível em:

<http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/CLIMATIZACAO/apostila/5_CARGA%20TERMICA%20EM%20CLIMATIZACAO.pdf>. Acesso em: 01 Novembro 2015.

COELHO, L. C. Tipos de caminhões (tamanhos e capacidades). **Logística Descomplicada**, 28 Novembro 2010. Disponível em: <<http://www.logisticadescomplicada.com/tipos-de-caminhoes-tamanhos-e-capacidades/>>. Acesso em: 03 Outubro 2015.

CONATRAN. **Resolução nº 210/2006**. [S.l.]: [s.n.], 2006.

COSTA, Ê. C. D. **Refrigeração**. 3ª. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005. ISBN 85-212-0104-4.

DNIT. Rede do SNV - Total. **DNIT**, 2014. Disponível em: <<http://www.dnit.gov.br/download/planejamento-e-pesquisa/planejamento/evolucao-da-malha-rodoviaria/snv2014-total.pdf>>. Acesso em: 26 Setembro 2015.

DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**. Tradução de RAUL PERAGALLO TORREIRA. São Paulo: Hemus, 2004. ISBN 85-289-0159-9.

EVANS, J. A. **Frozen Food Science and Technology**. Oxford: Blackwell, 2008. ISBN 978-1-4051-5478-9.

FULL GAUGE. Penta III. **Full Gauge**, 2015. Disponível em: <<http://www.fullgauge.com.br/produto-penta-iii>>. Acesso em: 25 Outubro 2015.

FURGÕES CASCAVEL. Tocos. **Furgões Cascavel**, 2015. Disponível em: <<http://www.furgoescascavel.com.br/camaras-frigorificas/6-tocos.html>>. Acesso em: 12 Outubro 2015.

GAVA, A. J. **Princípios de Tecnologia de Alimentos**. São Paulo: Nobel, 1984. ISBN 85-213-0132-4.

GIL, A. C. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. 6ª. ed. São Paulo: Atlas, 2008. ISBN 978-85-224-5142-5.

GUIA LOG. Medidas e Capacidade de Equipamentos e Acessórios. **Guia Log**, 2015. Disponível em: <<http://www.guialog.com.br/medidas.htm>>. Acesso em: 03 Outubro 2015.

HC HORNURG. Carroceria Lisa. **HC Hornburg**, 2015. Disponível em: <<http://www.hchornburg.com.br/pt/carroceria/lisa.html>>. Acesso em: 04 Outubro 2015.

IBGE. Suplementos de Produtos e Serviços da Pesquisa Anual de Serviços - PAS (2006-2007). **Pesquisa Anual de Serviços**, Rio de Janeiro, 2007. 1-196.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Tradução de EDUARDO MACH QUEIROZ e FERNANDO LUIZ PELLEGRINI PESSOA. 6ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. ISBN 978-85-216-1584-2.

JAMES, S. J.; JAMES, C.; EVANS, J. A. Modelling of food transportation systems - a review. **International Journal of Refrigeration**, Bristol, v. 29, p. 947-957, Julho 2006. Disponível em:

<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700706000995>>. Acesso em: 26 Setembro 2015.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. 6ª. ed. São Paulo: Cengage Learning, 2014. ISBN 978-85-221-1803-8.

MACAGNAN, M. H. Capítulo 8 - Carga Térmica. **Unisinos**, São Leopoldo, Outubro 2015. Disponível em:

<http://professor.unisinos.br/mhmac/Refrigeracao/CAP8_REF_2015_v1.pdf>. Acesso em: 30 março 2016.

MINIPA. MDA-11 - Minipa. **Minipa**, 2014 Janeiro 2014. Disponível em:

<<http://www.minipa.com.br/5/18/28-Minipa-Anemometros-MDA-11>>. Acesso em: 31 Outubro 2015.

PEREIRA, D. M. et al. **Apostila de Sistemas de Transporte**. Universidade Federal do Paraná. Curitiba. 2013.

PROTOLAB. Tabela de Condutividade Térmica de Materiais de Construção.

Protolab, 2015. Disponível em: <<http://www.protolab.com.br/Tabela-Condutividade-Material-Construcao.htm>>. Acesso em: 12 Outubro 2015.

RECRUSUL. Carroceria Frigorífica em Fiberglass. **Recrusul**, 2015. Disponível em:

<<http://www.recrusul.com.br/site/pt/detalhe-produto.asp?idProduto=10>>. Acesso em: 04 Outubro 2015.

SCHIER, C. U. D. C. **Processos Logísticos**. Curitiba: Intersaberes, 2013. ISBN 978-85-8212-922-7.

SCHMIDT, F. W.; HENDERSON, R. E.; WOLGEMUTH, C. H. **Introdução às ciências térmicas**: termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor.

São Paulo: Blücher, 2004. ISBN 85-212-0082-X.

SILVA, J. G. D. **Introdução à tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. São Paulo: Artliber Editora, 2003. ISBN 85-88098-17-2.

TASSOU, S. A.; DE-LILLE, G.; LEWIS, J. Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1467-1477, Junho 2009. Disponível em:

<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943110800286X>>. Acesso em: 10 Julho 2015.

THERMO KING. Linha VP Truck. **Thermo King**, 2015. Disponível em:

<<http://www.thermoking.com.br/tk-innovation/br/pt/br-produtos/vp-truck.html>>. Acesso em: 25 Outubro 2015.

THERMO TECH, R. **Pedido Furgão Isotérmico**. Paiçandu. 2016.

UNECE. **Agreement on the International Carriage of Perishable Foodstuffs and on the Special Equipment to be Used for Such Carriage (ATP)**. Geneva: United Nations, 2015.

ANEXOS

Anexo 1 – Propriedades termofísicas do ar à pressão atmosférica

T (K)	ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	c_p ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)	$\mu \cdot 10^7$ ($\frac{N \cdot s}{m^2}$)	$\nu \cdot 10^6$ ($\frac{m^2}{s}$)	$k \cdot 10^3$ ($\frac{W}{m \cdot K}$)	$\alpha \cdot 10^6$ ($\frac{m^2}{s}$)	Pr
100	3,5562	1,032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1,012	103,4	4,43	13,80	5,84	0,758
200	1,7458	1,007	132,5	7,59	18,10	10,30	0,737
250	1,3947	1,006	159,6	11,44	22,30	15,90	0,720
300	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,30	22,50	0,707
350	0,9950	1,009	208,2	20,92	30,00	29,90	0,700
400	0,8711	1,014	230,1	26,41	33,80	38,30	0,690
450	0,7740	1,021	250,7	32,39	37,30	47,20	0,686
500	0,6964	1,030	270,1	38,79	40,70	56,70	0,684
550	0,6329	1,040	288,4	45,57	43,90	66,70	0,683
600	0,5804	1,051	305,8	52,69	46,90	76,90	0,685
650	0,5356	1,063	322,5	60,21	49,70	87,30	0,690
700	0,4975	1,075	338,8	68,10	52,40	98,00	0,695
750	0,4643	1,087	354,6	76,37	54,90	109,00	0,702
800	0,4354	1,099	369,8	84,93	57,30	120,00	0,709
850	0,4097	1,110	384,3	93,80	59,60	131,00	0,716
900	0,3868	1,121	398,1	102,90	62,00	143,00	0,720
950	0,3666	1,131	411,3	112,20	64,30	155,00	0,723
1000	0,3482	1,141	424,4	121,90	66,70	168,00	0,726
1100	0,3166	1,159	449,0	141,80	71,50	195,00	0,728
1200	0,2902	1,175	473,0	162,90	76,30	224,00	0,728
1300	0,2679	1,189	496,0	185,10	82,00	257,00	0,719
1400	0,2488	1,207	530,0	213,00	91,00	303,00	0,703
1500	0,2322	1,230	557,0	240,00	100,00	350,00	0,685

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Incropera et al. (2011).

Anexo 2 – Emissividades e absorvidades de superfícies

Superfície	Emissividade Hemisférica Total	Absortividade Solar
Alumínio		
Folha brilhante	0,03	0,10
Liga: 6061	0,04	0,37
Cobertura de edifícios	0,24	
Asfalto		
	0,88	
Cobre		
Eletrodepositado	0,03	0,47
Preto, oxidado	0,16	0,91
Chapa oxidada	0,76	
Vidro		
Polido	0,87 a 0,92	
<i>Pyrex</i>	0,80	
Liso	0,56	
Gelo		
	0,96 a 0,97	
Níquel		
Eletrodeposistado	0,30	0,22
Absorvedor solar, eletro oxidado em cobre	0,05 a 0,11	0,85
Tintas		
Preta		
Silicone alta temperatura, epóxi	0,87 a 0,92	0,94 a 0,97
Brilhante	0,90	
Esmalte, aquecido 1000 h a 650 K	0,80	
Prata		
	0,24	0,20
Branca		
Resina acrílica	0,90	0,26
Brilhante	0,85	
Epóxi	0,85	0,25
Papel, de cobertura ou branco		
	0,88 a 0,86	
Prata, polida		
	0,02	
Neve, fresca		
	0,82	0,13
Solo		
	0,94	
Água		
	0,90	0,98

Fonte: Adaptado pelo autor com base em ASHRAE (2013).

Anexo 3 – Calor de respiração para frutas e vegetais em função da temperatura

Frutas			Vegetais			
Gêneros	°C	W/kg	Gêneros	°C	W/kg	
Maçãs	0	0,0116	Aspargos	0	0,0226	
	4,4	0,0194		4,4	0,1098	
	15,6	0,0775	Feijões, lima	0,0	0,1098	
Damascos	0,0	0,0149		15,6	0,5298	
	4,4	0,0233	Feijões, fava	0,0	0,0640	
	15,6	0,1098		4,4	0,0905	
Bananas				15,6	0,3037	
	Conserva	12,2	0,0446	Beterrabas	0,0	0,0355
	Amadurecimento	15,6	0,1228		4,4	0,0549
	Resfriamento	21,1	0,3231		15,6	0,0969
Amoras comuns	2,2	0,0743	Repolho de Bruxelas	0,0	0,0381	
	15,6	0,2229		4,4	0,0614	
Cerejas	0,0	0,0207			15,6	0,1809
	15,6	0,1615	Couve	0,0	0,0381	
Amoras	0,0	0,0090		4,4	0,0614	
	4,4	0,0123		15,6	0,1809	
	10,0	0,0233	Couve-flor	0,0	0,0381	
Tâmaras, frescas	0,0	0,0090		4,4	0,0614	
	4,4	0,0123		15,6	0,1809	
	10,0	0,0233	Cenouras	0,0	0,0291	
Toranja	0,0	0,0062		4,4	0,0472	
	4,4	0,0142		15,6	0,1098	
	15,6	0,0375	Aipo	0,0	0,0381	
Uvas	0,0	0,0048		4,4	0,0614	
	4,4	0,0090		15,6	0,1809	
	15,6	0,0323	Milho, doce	0,0	0,0226	
Limões	0,0	0,0078		4,4	0,1098	
	4,4	0,0110	Pepinos	0,0	0,0181	
	15,6	0,0401		4,4	0,0265	
Limas	0,0	0,0078		15,6	0,1131	
	4,4	0,0110	Chicória	4,4	0,1292	
	15,6	0,0401	Alface	0,0	0,1551	
Laranjas	0,0	0,0110		4,4	0,2132	

(Continua...)

(Conclusão)				
	4,4	0,0187	15,6	0,6203
	15,6	0,0672	Melões	0,0
Pêssegos	0,0	0,0149		0,0181
	4,4	0,0233		0,0265
	15,6	0,1098	Cogumelos	15,6
Pêras	0,0	0,0103		0,0840
	15,6	0,1486		10,0
Ameixas	0,0	0,0207	Cebolas	0,0
	15,6	0,1615		0,0116
Marmelos	0,0	0,0116		10,0
	4,4	0,0194	Ervilhas	0,0
	15,6	0,0775		0,1098
Morangos	0,0	0,0439	Pimentas	15,6
	4,4	0,0775		0,0368
	10,0	0,2326		0,0368
				15,6
			Batatas	0,0
				0,0090
				4,4
				0,0194
				21,1
				0,0388
			Espinafre	4,4
				0,1292
			Batata doce	4,4
				0,0452
			Tomates	
			Verdes	15,6
				0,0840
			Maduros	4,4
				0,0174
			Nabos	0,0
				0,0258
				4,4
				0,0323

Fonte: Adaptado pelo autor com base em Dossat (2004).

Anexo 4 – Ganho de calor típico de motores elétricos instalados dentro do local refrigerado

Classificação Motor (kW)	Tipo de Motor	Rotação Nominal (rpm)	Eficiência do motor a carga máxima (%)	Calor gerado (W)
0,04	<i>Shaded Pole</i>	1500	35	105
0,06			35	170
0,09			35	246
0,12			35	340
0,19	Monofásico	1750	54	346
0,25			56	439
0,37			60	621
0,56	Trifásico	175	72	776
0,75			75	993
1,1			77	1453
1,5			79	1887

Fonte: Adaptado pelo autor com base em ASHRAE (2010).

Anexo 5 – Dados carroceria frigorífica testada



MARTINS INDÚSTRIA E COMERCIO DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS LTDA
 CNPJ 12.542.138/0001-00 INSC: 90543126-92
 RODOVIA PR 445 km 87 FONE: (43) 3154-4041
 CAMBÉ-PR CEP 86.183-600
www.martinsimplementos.com.br

PEDIDO FURGÃO ISOTÉRMICO / PALETEIRO:

CLIENTE:	K.V.L. IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS LTDA-ME.	CONTATO:	CESAR.
ENDEREÇO:	RUA CURITIBA, 2697	BAIRRO:	PQ. IND. JD. BELA VISTA.
CIDADE:	PAIÇANDU	ESTADO:	PR
CNPJ/CPF:	20.554.430/0001-62	CEP:	87140-000
E-MAIL:	thermotech@thermotech.com.br	INSC:	906.68206-00
		FONE:	(44) 9953-6640

VEICULO:	A DEFINIR	ENTRE EIXO:	4.300 mm
MODELO:	ISOTÉRMICO		
COMPR. EXTERNO:	5.500MM 5.250MM LIVRE		
LARGURA EXTERNA:	2.300MM 2.140MM LIVRE		
ALTURA EXTERNA:	2.300MM 2.000MM LIVRE		

ISOLAMENTO:	LATERIAS 70 mm E RESTANTE 100 mm POLIURETANO INJETADO.
REVEST. EXTERNO:	LATERAIS EM ALUMINIO CORRUGADO E RESTANTES EM FIBER-GLASS.
REVEST. INTERNO:	GERAL EM FIBER-GLASS.
PINTURA:	EXTERNA GERAL EM BRANCO PRÉ-PINTADO E CHASSI PRETO.
TETO EXTERNO:	GERAL EM FIBER GLASS.
PORTA TRASEIRA:	DUAS FOLHAS - CANTOS QUADRADOS.
PORTA LATERAL:	UMA FOLHA LADO DIREITO.
ELÉTRICA:	EXTERNA COMPLETA CONFORME LEGISLAÇÃO E 02 LANTERNAS INTERNAS TIPO LED.
ASSOALHO:	GERAL EM ALUMÍNIO CANALETADO.
PARA CHOQUE:	DE ACORDO COM RESOLUÇÃO CONTRAN.
ACESSÓRIOS:	04 PARA-BARROS METALICOS E 02 DE LONA 01 CAIXA PARA FERRAMENTAS. 02 BORRACHÕES DE IMPACTO TRASEIRO 04 SAÍDAS DE ÁGUA COM REGISTRO. PROTETORES LATERAIS EM ALUMINIO. FAIXAS REFLETIVAS INSTALADAS. 02 GUIAS PALETES EM CADA LATERAL DE 150MM CADA. DOBRADIÇAS, FECHOS, MANCAIS E VARÕES DAS PORTAS EM INOX POLIDO. QUADRO TRASEIRO, CANTOS DIANTEIROS E PERFIS SUPERIORES EM INOX. 01 ESCADA PARA EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO NO FRONTAL.
EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO:	SUPORTE PARA APARELHO ACOPLADO E ELÉTRICO.

PREÇO UNITÁRIO:	R\$ 24.000,00.
COND. PAGTO:	R\$ 22.000,00 REPRESENTADO POR PARTE DE UM CARRO MARCA HYUNDAI MODELO SANTA FÉ ANO 2010/11 PRATA E R\$ 2.000,00 NA RETIRADA.
PRAZO ENTREGA:	30 DIAS.

Fonte: Thermo Tech (2016).

Anexo 6 – Propriedades termodinâmicas do ar úmido à pressão atmosférica normal

Propriedades termodinâmicas do ar úmido à pressão atmosférica normal, 101,325 kPa					
Temperatura (°C)	Entalpia Específica Ar Seco (h_{da}) (kJ/kg)	Entalpia Específica Ar Úmido Saturado (h_s) (kJ/kg)	Temperatura (°C)	Entalpia Específica Ar Seco (h_{da}) (kJ/kg)	Entalpia Específica Ar Úmido Saturado (h_s) (kJ/kg)
-35	-35,195	-34,859	8	8,046	24,85
-34	-34,189	-33,815	9	9,052	27,06
-33	-33,183	-32,766	10	10,058	29,35
-32	-32,178	-31,714	11	11,063	31,72
-31	-31,172	-30,656	12	12,069	34,18
-30	-30,167	-29,593	13	13,075	36,72
-29	-29,161	-28,525	14	14,081	39,37
-28	-28,156	-27,450	15	15,087	42,11
-27	-27,150	-26,368	16	16,093	44,96
-26	-26,144	-25,278	17	17,099	47,92
-25	-25,139	-24,181	18	18,105	51,01
-24	-24,133	-23,074	19	19,111	54,21
-23	-23,128	-21,958	20	20,117	57,55
-22	-22,122	-20,831	21	21,124	61,03
-21	-21,117	-19,693	22	22,130	64,66
-20	-20,111	-18,542	23	23,136	68,44
-19	-19,106	-17,377	24	24,142	72,38
-18	-18,100	-16,198	25	25,148	76,50
-17	-17,095	-15,003	26	26,155	80,80
-16	-16,089	-13,791	27	27,161	85,28
-15	-15,084	-12,560	28	28,167	89,97
-14	-14,078	-11,310	29	29,174	94,88
-13	-13,073	-10,037	30	30,180	100,00
-12	-12,067	-8,741	31	31,187	105,37
-11	-11,062	-7,419	32	32,193	110,98
-10	-10,056	-6,070	33	33,200	116,86
-9	-9,050	-4,692	34	34,207	123,01
-8	-8,045	-3,282	35	35,213	129,45
-7	-7,039	-1,838	36	36,220	136,21
-6	-6,034	-0,356	37	37,227	143,29
-5	-5,028	1,164	38	38,233	150,72

(Continua...)

(Conclusão)

-4	-4,023	2,728	39	39,240	158,51
-3	-3,017	4,337	40	40,247	166,68
-2	-2,011	5,995	41	41,254	175,26
-1	-1,006	7,707	42	42,261	184,28
0	0,000	9,475	43	43,268	193,75
1	1,006	11,203	44	44,275	203,70
2	2,011	12,981	45	45,282	214,16
3	3,017	14,811	46	46,289	225,17
4	4,023	16,696	47	47,297	236,76
5	5,029	18,639	48	48,304	248,96
6	6,034	20,644	49	49,311	261,80
7	7,040	22,714	50	50,319	275,34

Fonte: Adaptado ASHRAE (2013).