

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

GEORGE FELIPPE KNOPP

ESTUDO DE VIABILIDADE DE INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA DE AR
CONDICIONADO EM UM VEÍCULO ANTIGO

CAXIAS DO SUL

2020

GEORGE FELIPPE KNOPP

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA DE AR
CONDICIONADO EM UM VEÍCULO ANTIGO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a
Universidade de Caxias do Sul, como requisito
parcial à obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica. Área de concentração:
Termodinâmica

Orientador Prof. Me. Sérgio da Silva Kucera

CAXIAS DO SUL

2020

GEORGE FELIPPE KNOPP

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO
AUTOMOTIVO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Termodinâmica

Aprovado em 19/10/2020

Banca Examinadora

Prof. Me. Eng. Sérgio da Silva Kucera
Professor Orientador / Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Eng. Carlos Roberto Altafini
Professor Convidado / Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Eng. Adelair Lino Colombo
Professor Convidado / Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

Automóveis antigos são utilizados atualmente como veículos de passeio, utilizados para viagens a lazer, viagens para encontros e momentos de diversão entre amigos e família. Para que essa experiência se torne totalmente agradável é importante que seja mantido o conforto térmico dentro do veículo durante o passeio. A modernização de componentes em um veículo antigo é conhecida como *restomod*, e visa restaurar a história do automóvel antigo, mas sem abrir mão do conforto em sua utilização. Com o objetivo de dimensionar um sistema de condicionamento de ar para esta aplicação, este trabalho foi desenvolvido buscando selecionar componentes mais modernos e disponíveis comercialmente. A partir das condições de conforto térmico definidas, foi estimada analiticamente uma carga térmica de refrigeração de 3,8 kW. Foram então dimensionados os seguintes componentes: evaporador, condensador, compressor, dispositivo de expansão e tubulação, e selecionados os respectivos modelos comercialmente disponíveis. Com base nos valores de mercado de tais componentes, obteve-se um investimento total de R\$ 2.220,00. Dado o valor que carros antigos têm no mercado atualmente, concluiu-se ser viável a instalação.

Palavras-chave: Conforto térmico. Ar condicionado. Refrigeração automotiva. Carga térmica. Veículos antigos.

ABSTRACT

Classic cars are currently used as leisure vehicles, used for holiday travel, trips to events and fun times with friends and family. For this experience to be enjoyable, it is important to maintain the thermal comfort inside the vehicle during the ride. This custom upgrade in a classic vehicle is known as restomod, which restores the history of the automobile, without giving up comfort on a ride. With the objective of sizing an air conditioning system for this application, this paper was developed selecting the most modern components that are commercially available. From the chosen thermal comfort conditions, a cooling thermal load of 3,8 kW was estimated. The components were dimensioned and chosen: evaporator, condenser, compressor, expansion device and piping from a defined refrigeration cycle to supply the thermal load. After dimensioning, a component cost survey was carried out, at R\$ 2220.00 and thus becoming a viable project given the value these cars have on the market today.

Palavras-chave: Thermal comfort. Air conditioning. Automotive refrigeration. Thermal load. Classic cars.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Modelo de Chevrolet Opala 1978	11
Figura 2 – Carta Psicrométrica	15
Figura 3 – Mecanismos de transferência de calor	16
Figura 4 – Componentes do ciclo de refrigeração a vapor	23
Figura 5 – Diagrama pressão x entalpia do ciclo ideal de refrigeração a vapor.....	24
Figura 6 – Ciclo real de refrigeração a compressão a vapor	25
Figura 7 – Trocador com fluxo cruzado sem mistura.....	28
Figura 8 – Esquema da válvula de expansão termostática	31
Figura 9 – Esquema da válvula de expansão de bloco	32
Figura 10 – Fluxograma de desenvolvimento do trabalho	37
Figura 11 – Áreas de lataria com troca de calor com meio externo	39
Figura 12 – Áreas envidraçadas com troca de calor com meio externo	39
Figura 13 – Áreas de troca de calor internas do próprio veículo.....	39
Figura 14 – Representação de uma seção das laterais dianteiras (Área 1 na Fig. 11).....	40
Figura 15 – Representação de uma seção das portas e lat. tras. (Áreas 2 e 3 na Fig. 11)	40
Figura 16 – Representação de uma seção do assoalho (Área 4 na Fig. 11).....	41
Figura 17 – Representação de uma seção do teto (Área 5 na Fig. 11)	41
Figura 18 – Representação de uma seção da chapa corta-fogo (Área 1 na Fig. 13).....	41
Figura 19 – Representação de uma seção do banco traseiro (Área 2 na Fig. 13).....	42
Figura 20 – Representação de uma seção da tampa traseira (Área 3 na Fig. 13).....	42
Figura 21 – Fluxograma de dimensionamento do evaporador	45
Figura 22 – Fluxograma de dimensionamento do compressor.....	46
Figura 23 – Fluxograma de dimensionamento do condensador	47
Figura 23 – Fluxograma de dimensionamento do condensador	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de taxa metabólica para algumas atividades	13
Tabela 2 – Constantes para a equação de infiltração.....	22
Tabela 3 – Condutividade térmica dos materiais utilizados	43
Tabela 4 – Radiação solar incidente às 14 horas na latitude 30° Sul.....	43
Tabela 5 – Resistências equivalentes e ganhos de calor por transmissão	50
Tabela 6 – Temp. equiv. e ganhos de calor por radiação solar em superfícies opacas	51
Tabela 7 – Ganhos de calor por radiação solar em superfícies transparentes	52
Tabela 8 – Ganhos de calor provenientes da infiltração e ventilação	52
Tabela 9 – Ganho de calor por geração interna	53
Tabela 10 – Ganhos totais de calor obtidos	53
Tabela 11 – Dados do dimensionamento do evaporador.....	54
Tabela 12 – Especificações técnicas para escolha do evaporador.....	55
Tabela 13 – Dados do dimensionamento do condensador	56
Tabela 14 – Especificações técnicas para escolha do condensador.....	57
Tabela 15 – Valores estimados para a linha de sucção.....	58
Tabela 16 – Valores estimados para a linha de descarga	59
Tabela 17 – Valores estimados para a linha de líquido	59
Tabela 18 – Levantamento de custos dos componentes	60

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers</i>
CS	Coeficiente de Sombreamento
FGCI	Fator de Ganho de Calor Por Insolação
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
ISO	Organização Internacional para Padronização
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
TCC	Trabalho de Conclusão do Curso
UCS	Universidade de Caxias do Sul

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	10
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA.....	10
1.2	OBJETIVOS.....	12
1.2.1	Objetivo geral.....	12
1.2.2	Objetivos específicos.....	12
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
2.1	CONFORTO TÉRMICO.....	13
2.2	PSICROMETRIA.....	14
2.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR E CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	15
2.3.1	Transferência de calor por condução.....	16
2.3.2	Transferência de calor por convecção.....	17
2.3.3	Transferência de calor por radiação.....	18
2.3.4	Resistência Térmica.....	19
2.3.5	Carga térmica.....	20
2.4	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	23
2.5	AR CONDICIONADO VEICULAR.....	25
2.5.1	Compressor.....	26
2.5.2	Trocadores de calor.....	27
2.5.3	Dispositivo de expansão.....	31
2.5.4	Tubulação.....	32
2.5.5	Fluido refrigerante.....	34
2.6	TRABALHOS CORRELATOS.....	34
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	37
3.1	ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	37
3.2	CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO.....	38
3.3	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	38
3.3.1	Caracterização do veículo.....	38
3.3.2	Transmissão de calor.....	42
3.3.3	Radiação solar.....	43
3.3.4	Infiltração e ventilação.....	44

3.3.5	Geração interna	44
3.3.6	Dimensionamento do evaporador	44
3.4	DIMENSIONAMENTO DO COMPRESSOR.....	45
3.5	DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR.....	47
3.6	DIMENSIONAMENTO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.....	47
3.7	DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO	48
3.8	CUSTO DO SISTEMA	49
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	50
4.1	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA.....	50
4.1.1	Transmissão de calor	50
4.1.2	Radiação solar	51
4.1.3	Infiltração e ventilação	52
4.1.4	Geração interna	52
4.1.5	Ganho de calor total	53
4.1.6	Dimensionamento do evaporador	53
4.2	DIMENSIONAMENTO DO COMPRESSOR.....	55
4.3	DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR.....	56
4.4	DIMENSIONAMENTO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.....	58
4.5	DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO	58
4.6	CUSTO DO SISTEMA	59
5	CONCLUSÃO.....	61
	REFERÊNCIAS.....	62

1 INTRODUÇÃO

A sensação térmica é o primeiro parâmetro percebido ao se fazer presente em um novo ambiente. Valores de temperatura inadequados podem fazer com que o indivíduo tenha alterações físicas, de pensamentos, sentimentos e inclusive variações de humor. Sendo assim, é observada a importância da utilização de sistemas de condicionamento de ar, que servem para garantir o conforto térmico em lugares fechados.

Em um país como o Brasil, onde o clima predominante é do tipo tropical, as temperaturas são elevadas. Isso torna praticamente indispensável a utilização de sistemas de refrigeração eficientes, o que tem aumentado significativamente a procura dos consumidores por aparelhos de ar condicionado residenciais, para empresas e modelos de veículos com este sistema de fábrica.

O conforto térmico nos automóveis se faz extremamente necessário. Uma viagem com sensação de calor o tempo inteiro pode diferenciar um excelente passeio de uma experiência muito incômoda. Ao longo dos anos, o ar condicionado, que era tratado como um equipamento opcional e de luxo, passou a integrar os novos modelos de automóveis como um sistema de fabricação em série, dada a necessidade de utilização e alta procura que o item passou a ter. É uma raridade, hoje, encontrar carros “zero quilômetro” a venda sem o aparelho.

Este trabalho trata de um sistema de condicionamento de ar para um veículo de passeio antigo, que não trazia o equipamento em série, e a opção que era vendida separadamente na época era um projeto antigo, obsoleto e de difícil reposição.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA

O presente projeto foi desenvolvido para o modelo Chevrolet Opala. Segundo Brandenburg (1992) o Opala foi um veículo nacional, baseado no europeu Rekord, um modelo médio fabricado pela Opel, na Alemanha, comercializado no Brasil entre os anos de 1968 e 1992. O sistema de ar condicionado era vendido como opcional em todos os modelos até o final dos anos 80, quando passou a fazer parte como item de série para os modelos Diplomata, vistos na época como luxuosos, devido aos equipamentos que eram oferecidos. De acordo com Carsughi (1987) quem quisesse o equipamento no modelo Comodoro, menos completo, teria que adicionar 15% ao valor pago pelo carro para tê-lo. Na Figura 1 pode-se visualizar o modelo envolvido neste trabalho.

Figura 1 – Modelo de Chevrolet Opala 1978



Fonte: O autor (2013)

Apesar do ar condicionado ser oferecido como opcional na época, trata-se hoje de um projeto antigo, com componentes robustos para uma baixa eficiência, com difícil obtenção de peças de reposição e que demandam uma série de adaptações para a sua instalação em um exemplar que não possuía de fábrica o sistema.

Também é notável a tendência entre o público antigomobilista (termo designado aos entusiastas de carros antigos) de restaurar carros trazendo-os a um nível alto de originalidade, mas adicionando alguns componentes mais modernos e com um projeto atualizado, com benefícios aos ocupantes. Essa prática é conhecida informalmente como *restomod*. Outro benefício visto é a facilidade de manutenção, visto que podem ser utilizados componentes de mercado, com alto volume de reposição.

Veículos desta época são utilizados hoje em sua maioria para passeios, encontros de clubes, viagens para lazer e momentos de diversão com amigos e família. Para estes momentos é essencial que o conforto térmico esteja presente em seu habitáculo, tornando a experiência mais agradável. Juntando esta necessidade com a oportunidade de atualizar o projeto, este trabalho apresentou uma solução para o caso, buscando um sistema com componentes mais modernos, com eficiência maior e visando a fácil instalação e manutenção.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Avaliar a viabilidade de instalar um sistema de ar condicionado em um veículo antigo para atender ao conforto térmico dos ocupantes.

1.2.2 Objetivos específicos

Do objetivo geral derivam-se os específicos como sendo:

- a) definir uma condição de conforto térmico;
- b) avaliar a carga térmica do habitáculo do carro;
- c) estimar a transferência de calor no condensador e no evaporador;
- d) escolher o compressor entre modelos comerciais disponíveis;
- e) dimensionar a tubulação e calcular as suas perdas de pressão;
- f) realizar levantamento de custos dos equipamentos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo foram revisados conceitos necessários para o desenvolvimento deste trabalho, assim como trabalhos desenvolvidos na área que puderam contribuir com ele.

2.1 CONFORTO TÉRMICO

Çengel e Ghajar (1998) afirmam que, apesar do termo ar-condicionado ser designado algumas vezes unicamente para resfriamento de um ambiente, em um sentido mais amplo significa condicionar o ar para um nível desejado, seja com o sistema aquecendo, resfriando, umidificando, desumidificando, limpando ou retirando odores. Visto isso, é importante entender os aspectos térmicos do corpo humano, com o objetivo de dimensionar o sistema de condicionamento realmente eficaz.

De acordo com Stoeker e Jones (1985) há fatores que afetam o conforto térmico, sendo eles fisiológicos, como idade, saúde e nível de atividade praticada, e fatores ambientais, como as temperaturas do ar, das superfícies circundantes, a umidade e a velocidade do ar. Além disso, a quantidade e o tipo de vestimenta utilizada interagem com os fatores anteriores.

Para Çengel e Ghajar (1998), a taxa de energia consumida pelo corpo pode ser interpretada como taxa metabólica. Para um homem médio (30 anos, 70 kg, 1,73 m de altura e 1,8 m² de superfície) em repouso é em torno de 84 W, ou seja, o corpo deste homem converte energia química (dos alimentos consumidos ou gordura corporal) em calor a uma taxa de 84 J/s e depois dissipa essa energia ao ambiente. A taxa metabólica aumenta com o nível de atividade e pode exceder 10 vezes a de um corpo em repouso. Na Tabela 1 é possível visualizar valores de taxa metabólica para algumas atividades.

Tabela 1 – Valores de taxa metabólica para algumas atividades

Condição	Atividade	Taxa metabólica* (W/m ²)
Em repouso	Dormindo	40
	Reclinado	45
	Sentado e quieto	60
	Em pé e relaxado	70
Dirigindo/Pilotando	Carro	60-115
	Avião, rotina	70
	Veículo pesado	185

* Multiplicar por 1,8 m² para obter a taxa metabólica de um homem médio.
Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (1998)

Há uma série de normas utilizadas para auxiliar à avaliação do conforto térmico de um ambiente. Segundo Medeiros, Gomes e Silva (2013), a norma ISO 14505:2007 determina procedimentos para avaliação ergonômica em ambientes térmicos, especificamente em veículos, e é a mais utilizada pelas montadoras. Ainda neste artigo, os autores mencionam que a norma é dividida em três partes, sendo que a primeira determina métodos de estimativa do *stress* térmico, a segunda apresenta como deve se dar a determinação da temperatura equivalente e a terceira avalia a definição de conforto térmico a partir de respostas subjetivas de indivíduos.

Stoeker e Jones (1985) definem que para uma pessoa com roupas leves os valores de temperatura de 20 a 26 °C, temperatura de orvalho de 2 a 17 °C e velocidade média do ar de até 0,25 m/s são adequados. Çengel e Ghajar (1998) informam que se observa que uma pessoa vestida normalmente, descansada e fazendo trabalhos leves sente-se confortável com os valores de temperatura dentro de uma faixa de 23 a 27 °C, com uma umidade relativa entre 30 e 70% sendo 50% a ideal e uma velocidade no verão de 0,25 m/s, ou 0,15 m/s no inverno.

Çengel e Ghajar (1998) também lembram que nenhum ambiente térmico vai agradar a todos, algumas pessoas podem apresentar desconforto. A zona de conforto térmica é baseada em uma taxa de 90% de aceitação.

2.2 PSICROMETRIA

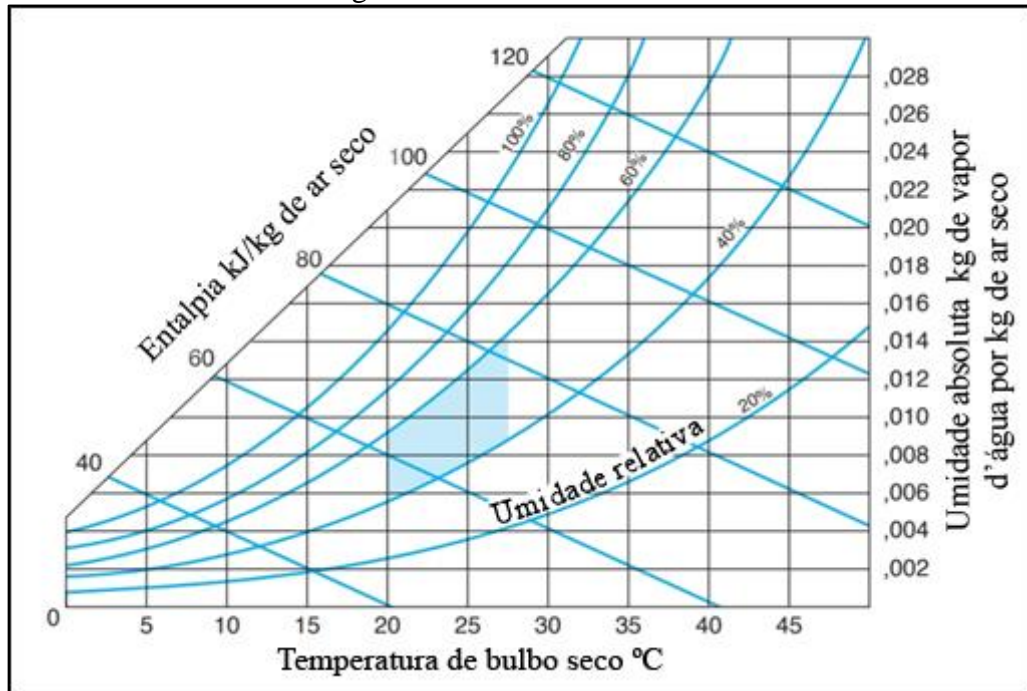
Para Stoeker e Jones (1985) o ambiente controlado pelo ar condicionado não é simplesmente ar seco. Sendo assim, é importante entender o conceito de psicrometria, que é descrito como o estudo das misturas de ar e vapor de água. Em algumas transferências de calor a umidade é adicionada ao ambiente e em alguns outros processos a água é retirada. Para auxiliar neste estudo em aplicações na engenharia com uma precisão razoável, é possível que seja feito o uso da carta psicrométrica.

Um conceito que deve ser entendido para este estudo é a diferença entre as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido. Segundo Sonntag e Borgnakke (2009), o termômetro de bulbo seco é utilizado para medir a temperatura do ambiente, enquanto o de bulbo úmido é coberto com uma mecha de algodão saturada com água. A temperatura de bulbo úmido é ligeiramente menor que a temperatura de bulbo seco. Essa diferença deve ser observada e é importante para cálculo de umidade relativa do ar.

Ainda de acordo com Sonntag e Borgnakke (2009), a carta psicrométrica é encontrada de várias formas diferentes e as mais comuns apresentam somente os aspectos principais. Na

Figura 2 é possível verificar os parâmetros representados graficamente. No eixo horizontal a carta traz a temperatura de bulbo seco enquanto o eixo vertical traz a umidade absoluta. A temperatura de bulbo úmido, a umidade relativa e a entalpia da mistura são variáveis dependentes.

Figura 2 – Carta Psicrométrica



Fonte: Sonntag e Borgnakke (2009)

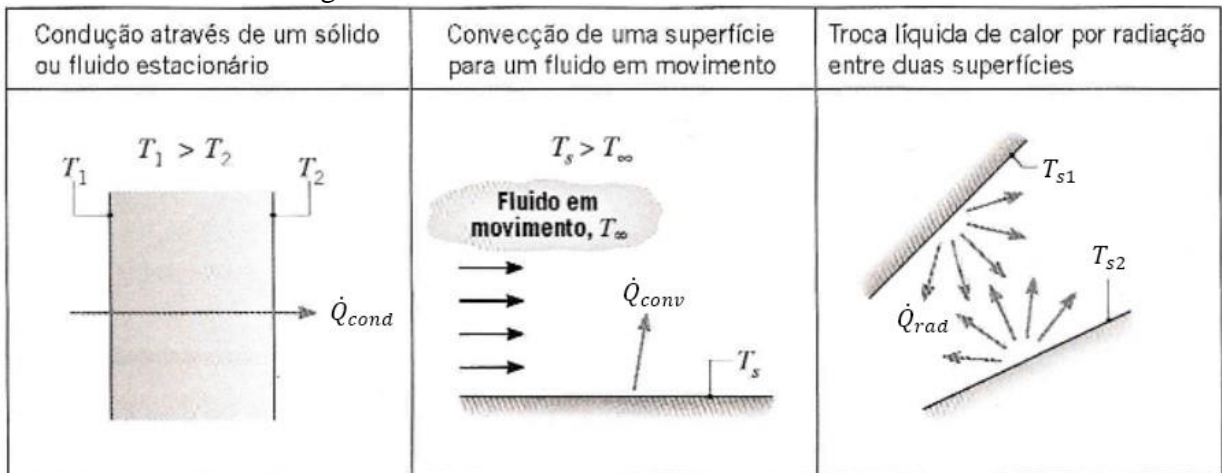
A entalpia é fornecida por unidade de massa de ar seco. A maioria das cartas admite como referência que a entalpia do ar seco vale zero a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e que a entalpia do vapor pode ser obtida das tabelas de vapor. Este procedimento é satisfatório, pois normalmente para os cálculos é utilizada somente a diferença de entalpias. A carta mostrada na Figura 2 também traz a zona de conforto humano definida por Sonntag e Borgnakke (2009). Assim um sistema de condicionamento bem dimensionado deve manter o ar do ambiente com os estados contidos nesta região, qualquer que seja a condição exterior.

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

De acordo com Incropera *et al.* (2008) toda vez que existir diferença de temperatura entre meios haverá transferência de calor. Segundo Çengel e Ghajar (1998) essa transferência ocorre do meio com maior temperatura para o de menor, somente havendo fim quando os dois meios atingirem o equilíbrio térmico, ou seja, atingirem a mesma temperatura.

De acordo com Çengel e Ghajar (1998) são três os mecanismos de transferência de calor: a condução, convecção e a radiação. Condução é a transferência de energia de partículas mais energéticas para as vizinhas com menos energia dentro de uma determinada substância. Convecção é o modo de transferência entre uma superfície sólida e um líquido ou gás adjacente em movimento, combinando efeitos de condução e movimento de fluidos. Por último, o mecanismo de radiação é descrito como a energia emitida pela matéria em forma de ondas (ou fótons). Incropera *et al.* (2008) complementam a definição de radiação, dizendo que essa energia é emitida por uma matéria com temperatura não-nula e que, diferentemente das outras formas de transferência de calor, a radiação não necessita de um meio material para existir. Na Figura 3 podem-se visualizar os mecanismos de transferência antes mencionados.

Figura 3 – Mecanismos de transferência de calor



Fonte: Incropera *et al.* (2008)

2.3.1 Transferência de calor por condução

Stoeker e Jones (1985) afirmam que o fluxo de energia resultante da transferência de calor por condução é proporcional à variação de temperatura e à área transversal, porém inversamente proporcional à espessura do material. Esse fluxo é calculado pela Lei de Fourier, conforme Equação 1.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{L} \quad (1)$$

onde: \dot{Q}_{cond} é a taxa de transferência de calor por condução, W;
 k é a condutividade térmica, W/mK;

A é a área de seção transversal, m^2 ;

ΔT é a diferença de temperatura, K;

L é a espessura do material, m.

Condutividade térmica é uma característica do material e normalmente tem seus valores encontrados na literatura. Çengel e Ghajar (1998) descrevem esta propriedade como uma medida da capacidade que cada material tem de conduzir calor. Stoeker e Jones (1985) explicam que essa característica está associada à estrutura molecular do material e, justamente por este motivo, os metais com sua maior quantidade de elétrons livres possuem condutividade térmica mais elevada que os outros.

Para materiais serem considerados isolantes devem ser maus condutores de calor. No caso do habitáculo do veículo é interessante a utilização de materiais com esta característica.

2.3.2 Transferência de calor por convecção

Para Incropera *et al.* (2008), a transferência de calor por convecção pode ser classificada pela natureza do escoamento do fluido, sendo dividida em forçada e natural. A primeira é causada por um meio externo como um ventilador, uma bomba ou até mesmo ventos atmosféricos. Já a convecção natural ocorre pela variação de temperatura do fluido, que faz com que o ar quente, de menor densidade, movimenta-se para alturas maiores e o ar frio, de maior densidade, para alturas menores.

De acordo com Çengel e Ghajar (1998), a taxa de transferência de calor por convecção é observada como proporcional à diferença de temperatura e pode ser expressa pela Lei de Resfriamento de Newton, conforme a Equação 2. O coeficiente de transferência de calor por convecção não é uma propriedade do fluido, mas sim um parâmetro determinado experimentalmente e seu valor depende de diversas variáveis como a geometria de superfície, natureza do fluido, suas propriedades e velocidade.

$$\dot{Q}_{conv} = h_c A_s (T_s - T_\infty) \quad (2)$$

onde: \dot{Q}_{conv} é a taxa de transferência de calor por convecção, W;

h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção, W/m^2K ;

A_s é a área de superfície, m^2 ;

T_s é a temperatura da superfície, K;

T_∞ é a temperatura do fluido, K.

Çengel e Ghajar (1998) também explicam que a distâncias pequenas a temperatura entre o fluido e a superfície é igual. Por este motivo, deve-se considerar uma distância da superfície para determinar a temperatura do fluido.

2.3.3 Transferência de calor por radiação

Tanto Incropera *et al.* (2008) como Çengel e Ghajar (1998) explicam a transferência por radiação como sendo resultado de alterações nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que formam a matéria. Como é uma energia liberada por qualquer matéria em temperatura não-nula, o fenômeno também acontece com gases e líquidos, apesar das atenções maiores serem para sólidos. A radiação não necessita de um meio físico para ser transmitida, pelo contrário, ela ocorre mais eficientemente no vácuo. A energia do sol, por exemplo, chega à Terra por meio da radiação.

De acordo com Incropera *et al.* (2008) há várias aplicações em que é conveniente expressar a troca líquida de calor por radiação pela Equação 3, modelada de maneira análoga à convecção, porém utilizando um coeficiente de transferência de calor por radiação, que pode ser calculado pela Equação 4. Percebe-se que, ao contrário do coeficiente utilizado para convecção, que leva em conta principalmente geometria de superfície e propriedades do fluido, o coeficiente para radiação tem forte dependência das temperaturas envolvidas e de um parâmetro novo chamado emissividade, que é a capacidade do material emitir energia térmica por radiação.

$$\dot{Q}_{rad} = h_r A_s (T_{s1} - T_{s2}) \quad (3)$$

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_{s1} - T_{s2}) (T_{s1}^2 + T_{s2}^2) \quad (4)$$

onde: \dot{Q}_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação, W;

h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação, W/m²K;

T_s é a temperatura das superfícies, K;

ε é a emissividade do material;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann, igual a $5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴.

2.3.4 Resistência Térmica

Çengel e Ghajar (1998) fazem uma analogia entre problemas envolvendo transferência de calor com problemas de fluxo de corrente elétrica. Com esta analogia, pode-se considerar que cada meio com cada modo de transferência de calor apresenta uma resistência ao fluxo de energia, o que pode facilitar o modelamento de vários tipos de problemas termodinâmicos. A resistência térmica (R_{cond} , em K/W) para condução depende da espessura do material (L , em m), de sua condutividade térmica (k , em W/mK) e da área de superfície (A_s , em m²), e é calculada pela Equação 5.

$$R_{cond} = \frac{L}{kA_s} \quad (5)$$

A resistência térmica que o meio oferece para convecção (R_{conv} , em K/W) depende do coeficiente de transferência de calor por convecção (h_c , em W/mK), da área de superfície e pode ser descrita pela Equação 6.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_c A_s} \quad (6)$$

E por fim, a resistência térmica por radiação (R_{rad} , em K/W) depende do coeficiente de transferência de calor por radiação (h_r , em W/m²K) e da área de superfície e pode ser descrita conforme a Equação 7.

$$R_{rad} = \frac{1}{h_r A_s} \quad (7)$$

A partir dos valores de resistência encontrados nas Equações 5, 6 e 7, é possível calcular a transferência de calor com a Equação 8 apresentada por Stoeker e Jones (1985), para qualquer um dos mecanismos de transmissão, com suas respectivas resistências.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (8)$$

onde: \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, W;

ΔT é a diferença de temperatura, K;

R é a resistência térmica, K/W.

Também em analogia a resistência elétrica, Çengel e Ghajar (1998) explicam que, em casos de resistência em série ou em paralelo, as equações de resistência total são respectivamente dadas pelas Equações 9 e 10. A transferência de calor envolvida no processo pode ser calculada utilizando a resistência total.

$$R_{total} = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n \quad (9)$$

$$R_{total} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad (10)$$

onde: R_{total} é a resistência total, K/W;

R_1, R_2, R_3, R_n são as resistências apresentadas, K/W.

2.3.5 Carga térmica

Stoeker e Jones (1985) dividem o cálculo da carga térmica em quatro categorias: a transmissão, resultado da transferência de calor causada pela diferença de temperatura do meio externo com o meio interno; a solar, que estima a quantidade de energia absorvida pelos componentes transparentes ou opacos; a infiltração e/ou ventilação, correspondente à perda ou ganho de ar externo ao ambiente estudado; e a geração interna, que leva em conta as fontes de calor presentes no ambiente, como a energia liberada por pessoas, equipamentos ou lâmpadas.

Para a primeira categoria, a **transmissão de calor**, segundo os autores, o fluxo pode ser calculado utilizando resistências térmicas, conforme foi explanado anteriormente. Para este cálculo é necessária a estimativa de toda a área de troca térmica do ambiente a ser condicionado.

Para o cálculo da **carga térmica solar**, há duas situações diferentes: a energia absorvida por superfícies transparentes e a por superfícies opacas. Stoeker e Jones (1985) apresentam a Equação 11 para superfícies transparentes. O fator de ganho de calor por insolação (FGCI) expressa valores comuns de insolação em uma folha de vidro claro para determinadas regiões. Para adequar os valores de FGCI a outros tipos de vidro é utilizado o coeficiente de sombreamento (CS).

$$\dot{Q}_{sg} = A_s(FGCI)CS \quad (11)$$

onde: \dot{Q}_{sg} é a taxa de transferência de calor absorvida pela superfície transparente, W;

$FGCI = \dot{Q}_{inc} \left(\tau + \frac{U\alpha}{h_s} \right)$ é o Fator de Ganho de Calor por Insolação, $\frac{W}{m^2}$;

\dot{Q}_{inc} é o fluxo de energia que incide na superfície, W;

τ é a transmissibilidade do material;

U é o coeficiente global de transferência de calor, W/m^2K ;

α é a absorvidade da superfície, W/m^2K ;

h_s é o coeficiente de transferência de calor na superfície externa, W/m^2K .

Çengel e Ghajar (1998) definem a absorvidade como a fração de energia de radiação que a superfície absorve. Em geral, a emissividade e absorvidade dependem da temperatura e do comprimento de onda da radiação. A Equação 12, expressa a energia solar absorvida por uma superfície opaca. A radiação não absorvida pela superfície opaca é refletida de volta.

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha\dot{Q}_{inc} \quad (12)$$

onde: \dot{Q}_{abs} é a taxa de transferência de calor absorvida pela superfície opaca, W;

De acordo com Stoeker e Jones (1985) o calor absorvido pela superfície opaca se reflete em uma temperatura equivalente de superfície. Com este valor pode ser calculada a transmissão para o ambiente por meio das resistências térmicas. A temperatura equivalente pode ser calculada pela Equação 13.

$$T_{eq} = T_e + \frac{\alpha\dot{Q}_{inc}}{h_s} \quad (13)$$

onde: T_{eq} é a temperatura equivalente, K;

T_e é a temperatura externa, K.

Stoeker e Jones (1985) definem a **infiltração** como a penetração não controlada do ar externo para o recinto, enquanto a **ventilação** é definida como a sua entrada intencional. De

acordo com Santos (2005), o ganho de calor por infiltração ou ventilação pode ser calculado pela Equação 14

$$\dot{Q}_{inf} = \dot{m}(h_{ext} - h_{int}) \quad (14)$$

onde: \dot{Q}_{inf} é a taxa de ganho de calor por infiltração ou ventilação, W;

\dot{m} é a vazão em massa de ar entrando para o ambiente, kg/s;

h_{ext} é a entalpia do ar externo, kJ/kg;

h_{int} é a entalpia do ar interno, kJ/kg.

De acordo com Stoeker e Jones (1985), em uma edificação é difícil a determinação da vazão de ar infiltrado, por isso um procedimento adotado é estimar a infiltração em termos do número de renovações de ar por hora de acordo com a qualidade de vedação. Para estimar estes valores se faz necessário o uso da Equação 15 e da Tabela 2.

$$N \text{ de renovações} = a + bV + c(T_{ext} - T_{int}) \quad (15)$$

onde: V é a velocidade do vento, m/s;

T_{ext} é a temperatura externa, K;

T_{int} é a temperatura interna, K,

Tabela 2 – Constantes para a equação de infiltração

Qualidade da vedação	a	b	c
Boa	0,15	0,010	0,007
Média	0,20	0,015	0,014
Má	0,25	0,020	0,022

Fonte: Adaptado de Stoeker e Jones (1985)

Quando há ocupação dos ambientes por pessoas, o ar deve ser renovado. Algumas normas trazem valores padrões para diversos tipos de ambientes, como a norma ASHRAE 62 (2007) que não traz um valor de renovação para veículos, mas diz que para ambientes não listados deve-se utilizar um ambiente semelhante em densidade de ocupantes, atividades e tipo

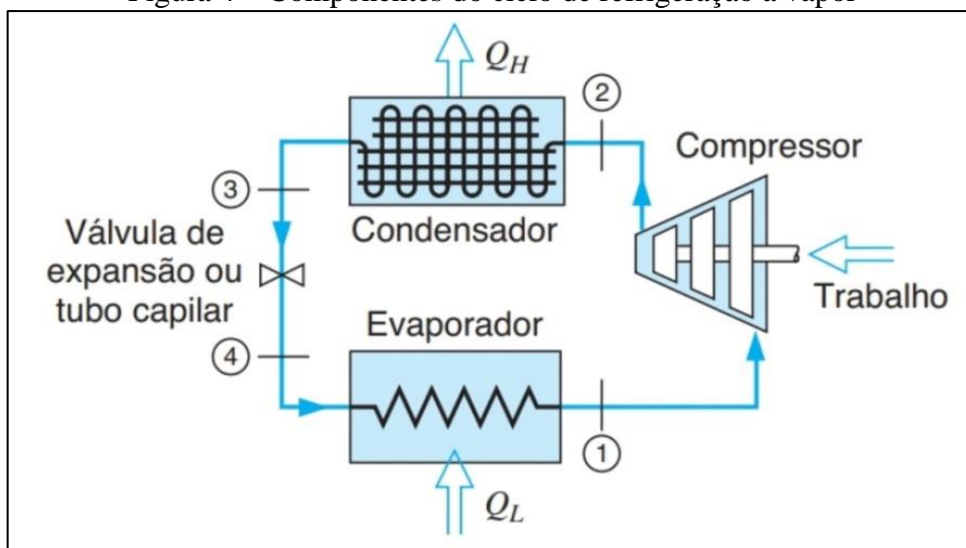
de construção. Para uma unidade habitacional, por exemplo, a norma estabelece uma renovação de ar de 2,5 L/s por pessoa.

Por último, para estimar a carga térmica causada pela **geração interna**, Stoeker e Jones (1985) mostram como principais fontes de calor as luzes, equipamentos e ocupantes. A carga térmica para os ocupantes pode ser retirada da Tabela 1, mostrada anteriormente. As cargas de lâmpadas e equipamentos não são significativas ao ar condicionado no momento em que são ligados, mas sim a partir do momento em que as superfícies vizinhas assumem uma temperatura mais alta. Parte da energia consumida por estes equipamentos é utilizada para o determinado fim, e parte é dissipada no ambiente em forma de calor.

2.4 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

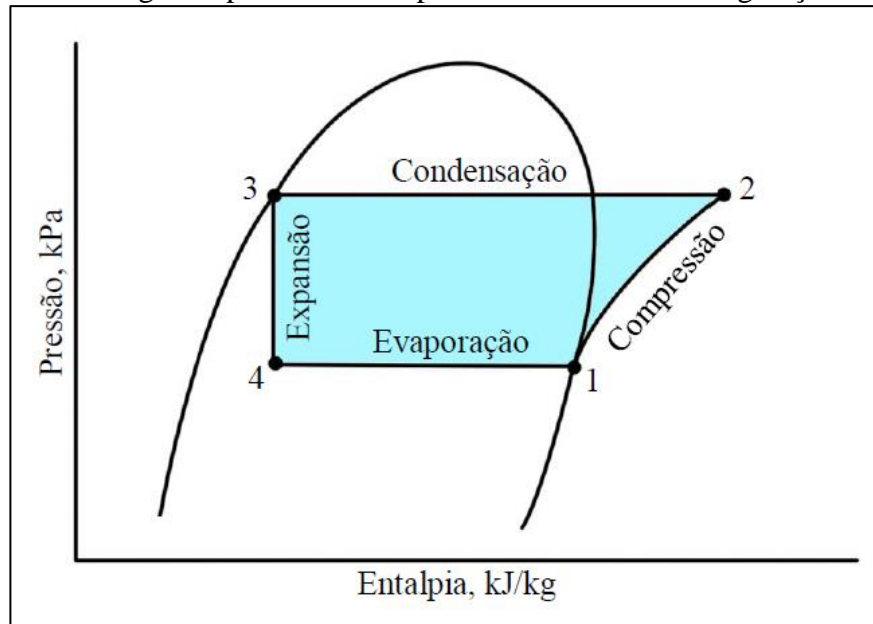
Para Stoeker e Jabardo (2002), os ciclos de refrigeração são ciclos termodinâmicos que têm como objetivo uma refrigeração contínua. Este procedimento consiste em fazer com que o fluido refrigerante passe por processos, sendo um deles remover calor de um ambiente para mantê-lo a baixa temperatura, e retornando ao seu estado inicial. O sistema de refrigeração utilizado no ar-condicionado veicular é o por compressão a vapor. Sonntag e Borgnakke (2009) definem este ciclo como o ciclo ideal para refrigeração, operando com mudança de fase nos fluidos de trabalho. A Figura 4 apresenta os componentes necessários para operação do ciclo e a Figura 5 apresenta o ciclo em um diagrama pressão x entalpia de um ciclo ideal de refrigeração a vapor.

Figura 4 – Componentes do ciclo de refrigeração a vapor



Fonte: Sonntag e Borgnakke (2009)

Figura 5 – Diagrama pressão x entalpia do ciclo ideal de refrigeração a vapor



Fonte: Adaptado de Stoeker e Jones (1985)

Sonntag e Borgnakke (2009) observam que o estado 3 refere-se a líquido saturado à temperatura do condensador, enquanto o estado 1 apresenta vapor saturado à temperatura do evaporador. São quatro processos, sendo o primeiro, o 1-2, uma compressão adiabática reversível e isoentrópica. O seguinte, processo 2-3, é onde o calor é rejeitado a pressão constante e deixa o condensador como líquido saturado. No processo 3-4, há um estrangulamento adiabático e isoentálpico para a pressão de evaporação. Nessa pressão o fluido de trabalho é vaporizado a pressão constante retirando calor do ambiente a ser resfriado no processo 4-1, completando totalmente o ciclo.

De acordo com Stoeker e Jones (1985), desprezando os efeitos de energia cinética e potencial, o trabalho de compressão e o efeito refrigerante podem ser calculados pela equação de energia em regime permanente sendo dados pelas Equações 16 e 17, respectivamente. O coeficiente de eficácia do ciclo é a razão entre o efeito refrigerante e o trabalho de compressão exigido e é conhecido como COP. Valores maiores deste coeficiente significam que o ciclo tem maior eficiência de refrigeração do ambiente com o trabalho fornecido.

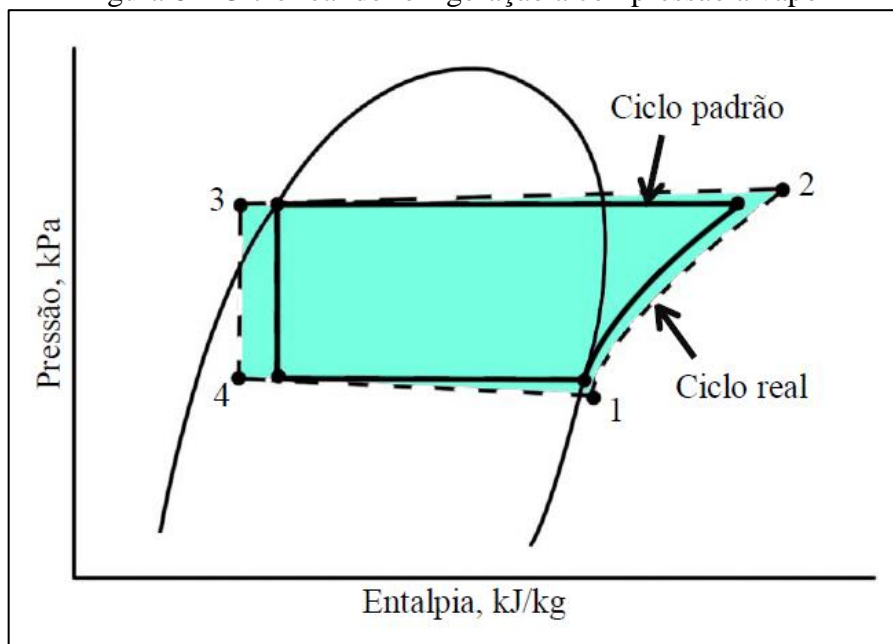
$$w = h_1 - h_2 \quad (16)$$

$$q = h_1 - h_4 \quad (17)$$

onde: w é o trabalho específico realizado no sistema, kJ/kg;
 q é efeito refrigerante, kJ/kg;
 h_n é a entalpia em cada estado, kJ/kg.

De acordo com Sonntag e Borgnakke (2009), os ciclos reais de refrigeração se afastam dos ciclos ideais principalmente por causa das quedas de pressão associadas ao escoamento do fluido. O vapor que entra no compressor pode estar superaquecido, durante a compressão ocorrem irreversibilidades e perdas de calor no processo havendo variações em sua entropia, a pressão em que o líquido deixa o condensador é menor que a do vapor que entra e sua temperatura pode ser menor que a de saturação do líquido. Além das perdas nos processos, podem haver perdas na tubulação que carrega o fluido para cada componente. Por esses motivos, é importante calcular as perdas de pressão em cada processo para o projeto correto de um ciclo de refrigeração. Na Figura 6 é possível visualizar o ciclo real em comparação ao ciclo ideal.

Figura 6 – Ciclo real de refrigeração a compressão a vapor



Fonte: Adaptado de Stoeker e Jones (1985)

2.5 AR CONDICIONADO VEICULAR

A seguir são descritos os principais elementos utilizados no sistema de ar condicionado veicular e os conceitos importantes a serem considerados no dimensionamento destes componentes para atendimento da carga térmica de refrigeração.

2.5.1 Compressor

Stoeker e Jones (1985) definem o compressor como o coração de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Os principais tipos de compressores são: alternativo, parafuso, centrífugo e de palhetas. O compressor mais utilizado na indústria e em sistemas de ar condicionado automotivo é o modelo alternativo. Para a escolha do compressor é importante a definição da potência de trabalho. A potência exigida de um compressor ideal em um ciclo de refrigeração está representada na Equação 18.

$$\dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (18)$$

onde: \dot{W} é a potência de acionamento do compressor, W;
 \dot{m} é a vazão em massa, kg/s;
 h_n é a entalpia em cada estado, J/kg.

Como visto antes, os processos reais não seguem os ideais, portanto, os compressores utilizados nos sistemas de climatização possuem eficiências volumétrica (Equação 19) e de compressão (Equação 20).

$$\eta_{vc} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (19)$$

$$\eta_c = \frac{w_{iso}}{w_{real}} \quad (20)$$

onde: \dot{V} é a vazão volumétrica que entra no compressor, m³/s;
 v é o volume deslocado pelo compressor, m³/s;
 w_{iso} é o trabalho específico de compressão isoentrópico do compressor, kJ/kg;
 w_{real} é o trabalho específico de compressão real do compressor, kJ/kg.

Castro (2010) avaliou a influência da rotação no desempenho do ar condicionado automotivo. Foi realizada uma instrumentação em um veículo e a rotação de trabalho do compressor foi alterada para que fossem analisados os diferentes comportamentos apresentados. Por meio do cálculo do COP do sistema foi observada uma queda na eficiência

do sistema conforme a rotação aumentava. Percebeu um aumento na alta pressão ao momento que a rotação estava mais alta, com isso a eficiência do compressor foi mais baixa, e a potência exigida foi maior.

Para amenizar o maior consumo de combustível alguns sistemas utilizam compressores de capacidade volumétrica variável. Cordova e Silva (2017) fizeram uma análise de um compressor deste modelo para avaliar os efeitos de diferentes variáveis sobre o desempenho do compressor. O compressor de capacidade variável basicamente trabalha com sua máxima capacidade quando o interior do veículo está com temperatura alta e diminui quando a temperatura está mais baixa. Foi observada uma diminuição na eficiência com rotações maiores, assim como no trabalho de Castro (2010), e o principal fator contribuinte foi a eficiência volumétrica do compressor, que diminui com maiores rotações.

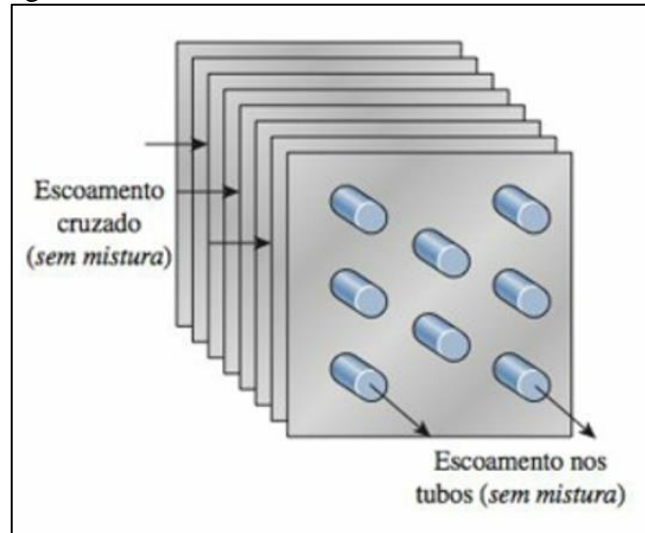
Dahlan *et al.* (2014) realizaram uma comparação entre compressores de acionamentos mecânico e elétrico. A principal vantagem desse último é ter sua rotação independente da do motor. O veículo com compressor de acionamento elétrico permitiu uma economia de combustível de até 14,7% em relação ao do equipado com compressor mecânico. Os autores ressaltaram que o sistema de condicionamento ainda poderia ser melhorado, gerenciando eletronicamente a capacidade do compressor de acordo com a temperatura interna.

2.5.2 Trocadores de calor

Para o ciclo de refrigeração por compressão a vapor são utilizados dois trocadores de calor: o condensador e o evaporador. Çengel e Ghajar (1998) dizem que há tipos diferentes de trocadores de calor como o de tubo duplo, permitindo escoamento paralelo ou contracorrente, e os trocadores do tipo compacto, especialmente projetado para ter grandes áreas de troca de calor por unidade de volume, permitindo assim altas taxas de transferência de calor. Este tipo de trocador de calor é mais utilizado na aplicação automotiva, tanto para refrigeração dos motores como para sistemas de calefação ou ar condicionado.

A grande superfície destes trocadores deve-se a aletas onduladas dispostas espaçadas nas paredes que separam os dois fluidos, cujo escoamento ocorre de forma perpendicular. Esta configuração é chamada de fluxo cruzado e pode ser classificado como com mistura e sem mistura. Para o condensador e o evaporador do sistema de ar condicionado veicular são normalmente utilizados trocadores com fluxo cruzado sem mistura, conforme ilustrado na Figura 7.

Figura 7 – Trocador com fluxo cruzado sem mistura



Fonte: Çengel e Ghajar (1998)

Çengel e Ghajar (1998), definem as idealizações para este tipo de equipamento como boas aproximações, facilitando a análise dos trocadores de calor e sacrificando pouco da precisão. Isso acontece porque normalmente eles funcionam longos tempos sem grandes variações em suas condições. A Equação 21 admite que a troca de calor acontece somente entre os dois fluidos. Os subscritos f e q são, respectivamente, para o fluido frio e quente.

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{pf} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) = \dot{m}_q c_{pq} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (21)$$

onde: \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, W;
 \dot{m} é a vazão em massa de cada fluido, kg/s;
 c_p é o calor específico de cada fluido, kJ/kgK;
 T_n é a temperatura em cada estado, K.

Também é conveniente em algumas análises calcular a taxa de capacidade térmica (C , em kJ/K), que é o produto da vazão mássica e do calor específico do fluido, sendo ele o quente ou o frio, conforme a Equação 22.

$$C = \dot{m} c_p \quad (22)$$

Çengel e Ghajar (1998) trazem também formas de selecionar e analisar trocadores de calor para determinar um modelo que atenda às exigências da transferência de calor. Uma das

formas é pelo método da efetividade-NUT, que é baseado na efetividade da transferência de calor. A Equação 23 demonstra a definição deste parâmetro.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (23)$$

onde: ε é a efetividade da transferência de calor;

\dot{Q} é a taxa de transferência de calor real, W;

\dot{Q}_{max} é a maior taxa de transferência de calor possível, W.

As relações de efetividade envolvem o número de unidades de transferência, expresso como NUT. Para condensadores e evaporadores a relação entre efetividade e NUT é dada pela Equação 24.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (24)$$

O número de unidades de transferência é proporcional à área de transferência de calor no trocador. Çengel e Ghajar (1998) apresentam na Equação 25 a relação entre elas.

$$NUT = \frac{UA_s}{C_{min}} \quad (25)$$

onde: U é o coeficiente global de transferência de calor, W/m²K;

A_s é a área de transferência de calor, m²;

C_{min} é a menor diferença entre as taxas de capacidade térmica, kJ/K.

De acordo com Incropera *et al.* (2008) o produto do coeficiente global com a área de transferência de calor pelo lado externo pode ser calculado pela Equação 26 em que os sufixos f e q dizem respeito ao lado frio e ao lado quente, respectivamente.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{\eta_0 h_f A_f} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi Lk} + \frac{1}{\eta_0 h_q A_q} \quad (26)$$

onde: η_0 é o rendimento da superfície aletada;

h é o coeficiente de troca de calor por convecção, W/m²K;
 r_e e r_i são os raios externo e interno da tubulação, m;
 L é comprimento da tubulação, m;
 k é a condutividade térmica do material, W/mK.

Além das transferências de calor, é importante calcular a perda de pressão nos trocadores de calor do sistema. De acordo com Tao e Ferreira (2018) a perda de pressão na região bifásica pode ser calculada pela Equação 27.

$$\Delta P_{TC} = 2f_{TC} \frac{L}{D} \frac{V^2}{\rho_m} \quad (27)$$

onde: ΔP_{TC} é a perda de pressão do fluido, Pa;

f_{TC} é o coeficiente global de atrito;

L é o comprimento da tubulação, m;

V é a velocidade média do fluido, m/s;

D é o diâmetro interno da tubulação, m;

$\rho_m = \frac{1 - x_m}{\rho_L} + \frac{x_m}{\rho_G}$ é a massa específica média entre as fases líquida, L , e vapor,

G , kg/m³;

x_m o título médio do fluido.

Tao e Ferreira (2018) apresentam várias correlações para o cálculo do coeficiente global de atrito. Foram escolhidas seis delas para comparação dos resultados calculados com os experimentais. A partir dos resultados, os autores propuseram uma nova correlação, que também foi posta à prova experimentalmente, trazendo resultados satisfatórios. A Equação 28 apresenta a correlação proposta pelos autores.

$$f_{TC} = (4,207 - 2,673\beta^{-0,46})(4200 - 5,41Bd^{1,2})Re_{eq}^{-0,95} \left(\frac{P_{sat}}{P_{cr}} \right)^{0,3} \quad (28)$$

onde: β é o ângulo de direção do fluxo, rad;

Re_{eq} é o número de Reynolds equivalente;

P_{sat} é a pressão de saturação à temperatura do escoamento, Pa;

P_{cr} é a pressão crítica, Pa;

$$Bd = \frac{(\rho_L - \rho_G)gD^2}{\sigma} \text{ é o número de Bond.}$$

g é a constante gravitacional, m/s²;

σ é a tensão superficial, Pa.

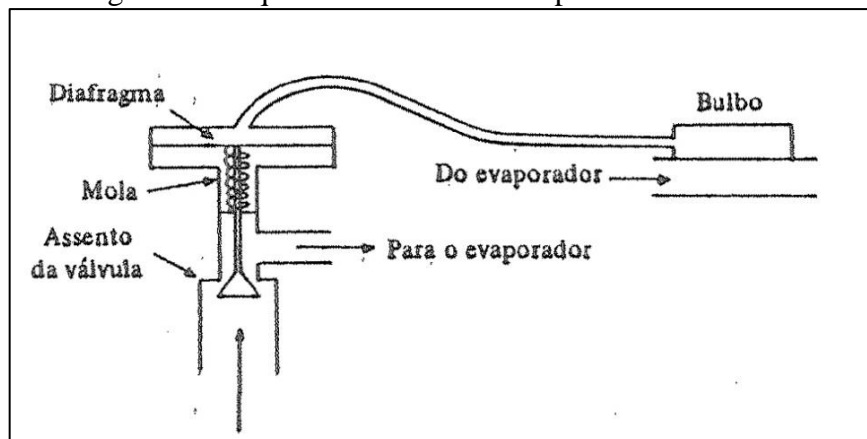
2.5.3 Dispositivo de expansão

Para Stoeker e Jones (1985) os dispositivos de expansão executam duas funções, sendo a principal delas reduzir a pressão do refrigerante líquido e a secundária, regular a vazão que entra no evaporador. Há alguns tipos diferentes de dispositivos de expansão, mas os mais utilizados em ar condicionados veiculares são o de tubo capilar, válvula de expansão termostática e a válvula de bloco.

Geralmente dispositivos de expansão de tubo capilar são utilizados em sistemas pequenos de refrigeração. O refrigerante líquido entra no tubo e perde pressão à medida que escoar por ele. Essa perda é consequência do atrito do fluido com as paredes e da aceleração do fluido e resulta na evaporação de parte do refrigerante. Podem-se utilizar diversas combinações de diâmetros e comprimentos para realizar o efeito desejado.

Já a válvula de expansão termostática regula a vazão de entrada de refrigerante líquido no evaporador pelo superaquecimento do vapor que sai dele, segundo Stoeker e Jones (1985). Conforme o esquema da Figura 8, a válvula possui um bulbo preso no tubo de saída do gás, contendo refrigerante líquido igual ao da instalação, denominado fluido ativo. Esse fluido fica com a temperatura próxima ao do vapor que sair do evaporador. A abertura da válvula se dá pela expansão térmica do fluido ativo devido ao aumento de temperatura.

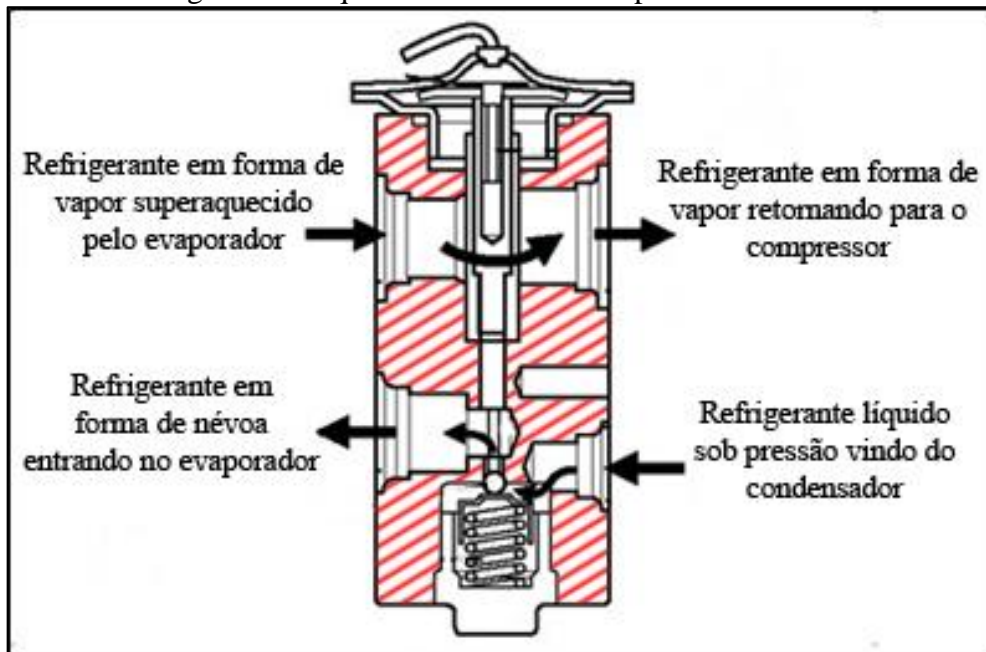
Figura 8 – Esquema da válvula de expansão termostática



Fonte: Stoeker e Jones (1985)

De acordo com Sanchez (2018), a válvula de bloco tem os princípios de funcionamento iguais ao da de válvula de expansão termostática, porém apresenta uma resposta mais rápida. Isto acontece porque o vapor que sai do evaporador passa em uma tubulação existente na válvula e atua diretamente no diafragma responsável pela abertura da válvula, restringindo ou permitindo a passagem do fluido que vai para o evaporador. A Figura 9 exemplifica o modelo de válvula de bloco.

Figura 9 – Esquema da válvula de expansão de bloco



Fonte: Sanchez (2018)

2.5.4 Tubulação

Para Stoeker e Jones (1985) a escolha dos diâmetros para tubulações baseia-se em várias recomendações que são influenciadas principalmente pela perda de pressão do fluido. Um sistema básico de refrigeração possui três tipos de tubulação: as para descarga de vapor, para líquido e para sucção de vapor. Para cada um desses tipos são aplicados critérios distintos no seu dimensionamento.

Para as linhas de descarga e de sucção a perda de pressão influencia diretamente à potência necessária do compressor, pois uma perda maior força-o a ter uma elevação maior de pressão no fluido com o objetivo de atingir a mesma eficiência. Já a linha de líquido tem menor influência na eficiência do ciclo.

De acordo com Stoeker e Jones (1985) a perda de pressão em um trecho de tubo reto pode ser calculada pela Equação 29.

$$\Delta P_{tub} = f \frac{L V^2}{D} \frac{\rho}{2} \quad (29)$$

onde: ΔP_{tub} é a perda de pressão, Pa;
 f é o coeficiente de atrito;
 L é o comprimento da tubulação, m;
 V é a velocidade média do fluido, m/s;
 D é o diâmetro interno da tubulação, m.

Segundo Çengel e Cimbala (2007), o coeficiente de atrito pode ser calculado pela relação explícita aproximada de Haaland, conforme Equação 30.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx -1,8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (30)$$

onde: ε é a rugosidade absoluta da tubulação, m;
 D é o diâmetro interno da tubulação, m;
 $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$ é o número de Reynolds;
 ρ é a massa específica do fluido, kg/m³;
 μ é a viscosidade dinâmica, kg/ms.

Ainda de acordo com Çengel e Cimbala (2007) o escoamento deixa de ser laminar próximo a um valor crítico de número de Reynolds de 2300.

Além da perda de pressão em tubos retos, o sistema de refrigeração necessita de conexões como expansões, contrações, curvas, ramificações e válvulas. Segundo Stoeker e Jones (1985) essas conexões oferecem uma perda de pressão mais significativa que os dutos retos. De acordo com Çengel e Cimbala (2007) a queda pode ser escrita em termos de comprimento equivalente, definido como o de duto reto que gera a mesma perda de pressão do acessório. Este comprimento pode ser calculado pela Equação 32.

$$L_{eq} = \frac{D}{f} k_s \quad (32)$$

onde: L_{eq} é o comprimento equivalente, m;
 k_s é o coeficiente de perda de pressão singular.

Para Çengel e Cimbala (2007) o coeficiente de perda de pressão singular é obtido experimentalmente e seu valor pode ser encontrado em tabelas que apresentam valores de referência para diferentes geometrias, caso os dados específicos do fabricante não sejam conhecidos.

2.5.5 Fluido refrigerante

Para Stoeker e Jabardo (2002) existem propriedades que um composto químico deve ter para se credenciar como refrigerante. Dentre elas estão: características termodinâmicas favoráveis, estabilidade química, não ser tóxico nem inflamável, grau de compatibilidade com materiais do sistema, fácil detecção no caso de vazamento, não apresentar perigo ao meio ambiente e estar disponível comercialmente a um custo razoável. O refrigerante mais utilizado para um condicionador de ar automotivo é o R134a, um composto da série do etano, formado por quatro átomos de flúor e dois de hidrogênio (HFC), que não agride a camada de ozônio.

Nascimento (2015) estudou a substituição do fluido refrigerante R134a para o R437a em um condicionador de ar automotivo de compressor mecânico, motivado pelo menor dano causado ao meio ambiente. O R437a é uma mistura dos refrigerantes R-125, R-134a, R-600 e R-601, que apresenta um potencial de aquecimento global (GWP) mais baixo: 1684 contra 3200 do R134a. Ambos apresentam valores nulos de potencial de destruição de ozônio (ODP) e não são inflamáveis. Após os testes o autor concluiu que, apesar do R437a apresentar maior desempenho em 1/3 das condições avaliadas, que variavam com rotação do motor, nos outros 2/3 o R134a foi superior e seria ainda a melhor opção para utilização.

2.6 TRABALHOS CORRELATOS

Vidor (2018) desenvolveu uma metodologia de cálculo da carga térmica de resfriamento e avaliação de conforto térmico em um ônibus rodoviário. Foi determinada uma condição de conforto térmico, caracterizados os materiais de isolamento utilizados e levantados parâmetros dos ambientes em que os ônibus circulavam. O autor concluiu que o sistema já utilizado no veículo atendia aos ganhos de calor encontrados. Também observou que os fatores de renovação de ar e a insolação através dos vidros representavam juntos mais da metade dos

ganhos de calor envolvidos e propôs a adição de películas aos vidros e o controle da renovação de ar por sensores que medissem a qualidade do ar.

Terres (2018) avaliou um novo sistema de condicionamento de ar de uma minicarregadeira para verificar se atendia à norma SAE J1503:1986. Além dos testes, a carga térmica envolvida foi calculada de forma analítica e através do *software Energy Plus*. Os testes práticos indicaram que o sistema estava bem dimensionado à aplicação. Os cálculos chegaram a resultados parecidos, indicando a possibilidade de utilização do *software* para essas análises.

Goedert (2006) avaliou o conforto térmico de motoristas de ônibus. A coleta de dados seguiu os métodos propostos na ISO 7730:1994 e também foi realizada de maneira estatística com os motoristas de um determinado turno, levando em conta as características individuais de cada um. O autor concluiu que o método apresentado pela norma trouxe resultados próximos ao conforto percebido pelos motoristas, portanto pode ser utilizado para análises preliminares em projetos de engenharia e avaliações em situação de uso.

Gomes (2006) fez uma avaliação de conforto térmico em três veículos, nas condições de resfriamento no verão e aquecimento no inverno, com a utilização de manequins. Verificou que, no resfriamento, nenhum dos veículos atendeu às condições de conforto quando testados sob sol, mas sim quando o veículo estava na sombra, observando até uma leve sensação de frio em alguns seguimentos do manequim. Para os testes de aquecimento os resultados foram melhores, apresentando condições de conforto térmico em praticamente todas as situações.

Glaser (2009) modelou matematicamente o ambiente térmico de um veículo com controle individual de temperatura considerando três zonas em seu interior: bancos do motorista, do passageiro e o traseiro. Foram feitas duas simulações, a primeira para descobrir como as temperaturas do habitáculo se comportariam em várias condições ambientais e, em seguida, analisadas as condições de cada uma das zonas objetivando entender as vantagens que o sistema de climatização apresenta em relação aos convencionais.

Pellizzoni (2015) avaliou o sistema de condicionamento de ar de um veículo de transporte de passageiros com o objetivo de melhorar a sua capacidade. O fator que mais contribuía para a capacidade do sistema ser baixa era a perda de pressão do fluido. Percebeu uma diferença grande entre a saída do evaporador e entrada do compressor, dessa forma foi sugerido o aumento do diâmetro da mangueira de 12,5 mm para 22 mm. Com isto a capacidade do sistema aumentou aproximadamente 32%.

Moura (2007) realizou o estudo de aprimoramentos em um sistema de climatização veicular focando em melhorar as condições da cabine e reduzir o consumo de combustível. Foram testadas diferentes propostas de melhoria do sistema, como novos isolamentos e algumas

trocas de componentes. Os testes foram realizados com o veículo em um dinamômetro de rolos instalado em uma câmara climatizada. A proposta que trouxe o melhor desempenho consistiu em um novo evaporador, troca da válvula de expansão do tipo tubo de orifício por uma de expansão termostática, e a utilização de um compressor alternativo com pistões de deslocamento variável. Nesta configuração houve uma melhora no consumo de combustível em torno de 5% em relação ao sistema original.

Santos (2005) propôs uma metodologia de projeto e simulação de um ciclo de refrigeração com o objetivo de atender à carga térmica requerida de um automóvel compacto em um ensaio de túnel de vento. Foi dimensionado um ciclo de refrigeração com seus componentes e os resultados teóricos foram comparados com experimentos no veículo. O autor concluiu pela validade do procedimento de dimensionamento para o projeto de um sistema de condicionamento de ar veicular.

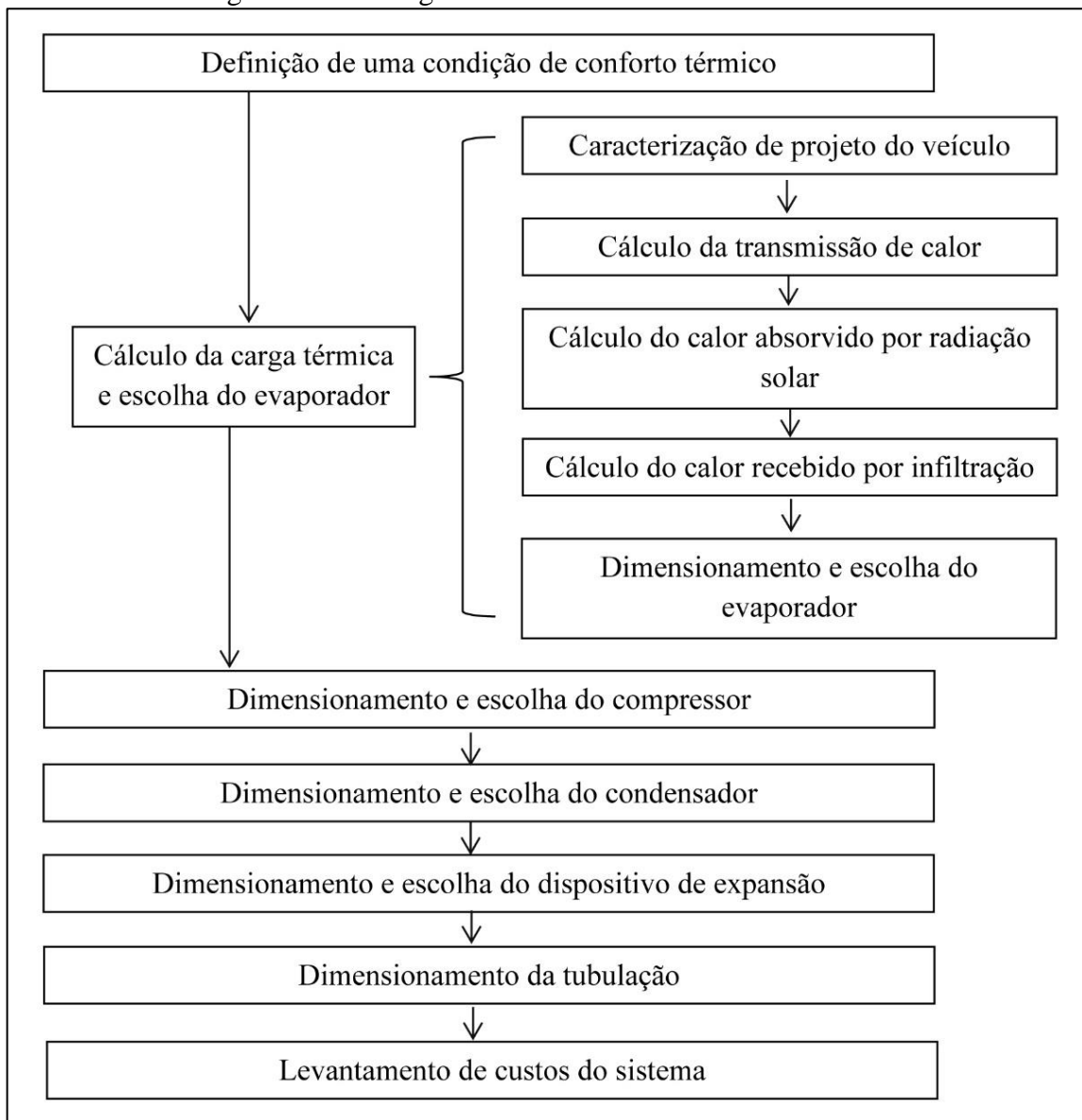
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são descritas as etapas de desenvolvimento, métodos e valores utilizados para atender aos objetivos propostos neste trabalho.

3.1 ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Para conclusão do trabalho as atividades foram realizadas conforme cronograma da Figura 10, e apresentadas de forma detalhada na sequência.

Figura 10 – Fluxograma de desenvolvimento do trabalho



Fonte: o autor (2019)

3.2 CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO

A literatura indica diversas formas de definir faixas de conforto térmico aceitáveis, seja de modo teórico ou por meio da estatística. É fato que nenhum ambiente térmico agrada a todos os usuários, porém todas as análises convergem para valores próximos de temperatura, umidade e velocidade. Na seção 2.1 foram citadas faixas aceitáveis destes parâmetros para os autores Stoeker e Jones (1985) e Çengel e Ghajar (1998). Com base nessas orientações foram definidas como condições de conforto térmico interno: temperatura de 23 °C; umidade relativa entre 40 e 60%, preferencialmente próximo a 50%; e velocidade máxima do fluxo à saída dos difusores de ar de 0,25 m/s (parâmetro não necessário no dimensionamento feito).

Para a condição ambiente externa foram pesquisados dados meteorológicos referentes ao Rio Grande do Sul. Segundo ASHRAE (2017), no ano de 2017, na cidade de Porto Alegre, foram registradas temperaturas máximas de bulbos seco e úmido de 37,5 e 27,9 °C, resultando em uma umidade relativa de 49%. Tal condição foi a definida para este trabalho.

3.3 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

A estimativa da carga térmica foi dividida em quatro etapas, conforme proposto no item 2.3.5: transmissão, radiação solar, por infiltração/ventilação e geração interna. Após a estimativa foi especificado o evaporador a ser utilizado.

3.3.1 Caracterização do veículo

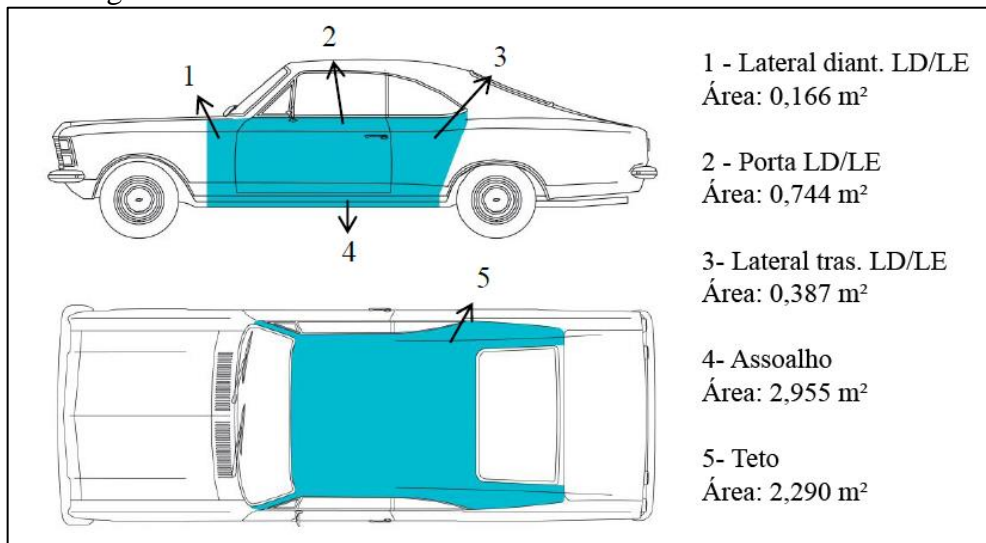
A metodologia de cálculo de carga térmica aplicada a este trabalho foi semelhante ao procedimento adotado por Vidor (2018), com a divisão do habitáculo do veículo em partes. Devido a sua complexidade construtiva, foi avaliada uma seção representativa de cada região.

A Figura 11 apresenta as áreas de lataria com troca de calor com o meio externo. Para a região do assoalho (Área 4) foi considerada somente a transmissão de calor via convecção, sendo desprezada a radiação do solo.

A Figura 12 apresenta as superfícies transparentes do veículo, com todos os vidros tendo espessura de 4,7 mm.

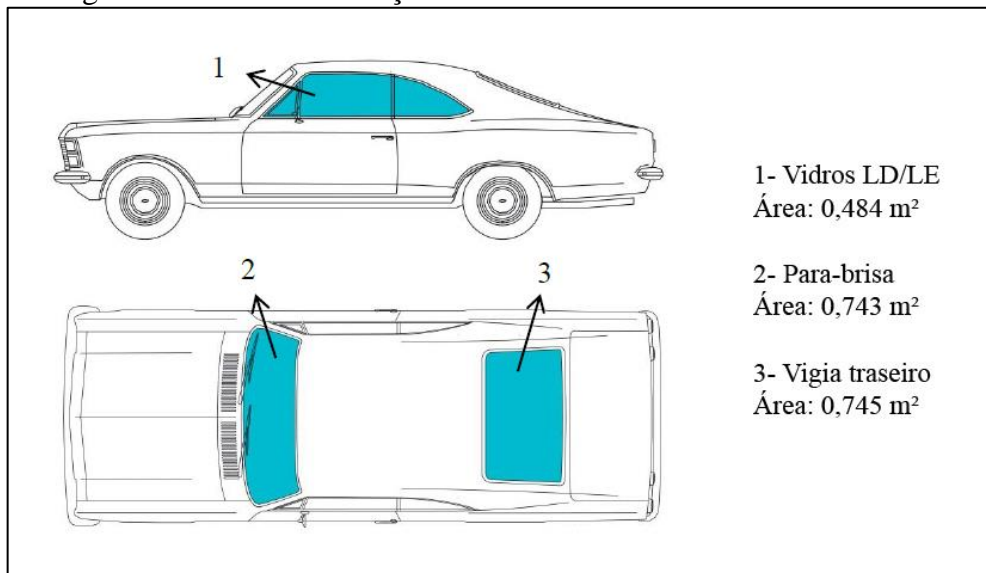
A Figura 13 demonstra as áreas em que há troca de calor com ambientes internos. Na superfície do cofre do motor foi considerada uma temperatura de 90° C, no porta-malas, uma temperatura igual a externa, para simplificação da estimativa.

Figura 11 – Áreas de lataria com troca de calor com meio externo



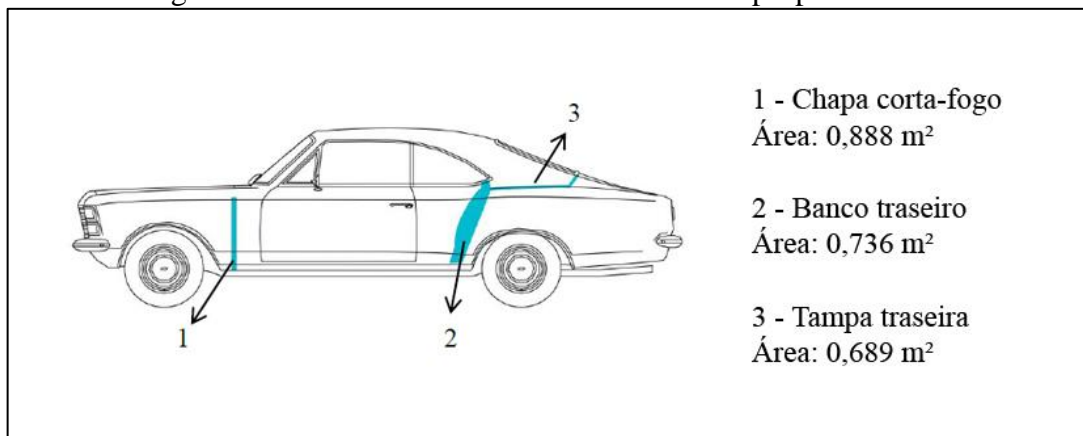
Fonte: o autor (2019)

Figura 12 – Áreas envidraçadas com troca de calor com meio externo



Fonte: o autor (2019)

Figura 13 – Áreas de troca de calor internas do próprio veículo

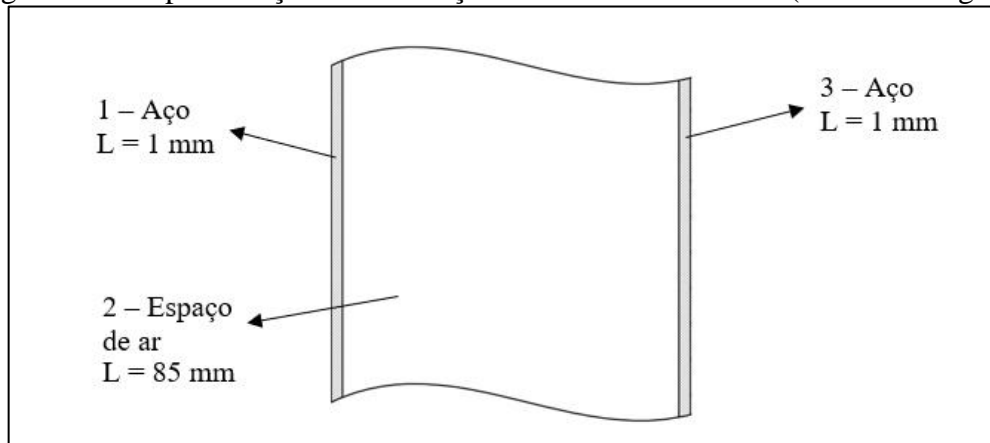


Fonte: o autor (2019)

Foram considerados como pontes térmicas os fechamentos de todas as regiões laterais e das portas. As laterais dianteiras e traseiras (Áreas 1 e 3 da Fig. 11) apresentam fechamentos de chapa de aço com comprimentos de 87 mm e áreas de 0,0007 m². Já as portas (Área 2 da Fig. 11), apresentam os mesmos 2 fechamentos laterais e também 1 inferior, com comprimento de 87 mm e área de 0,0025 m².

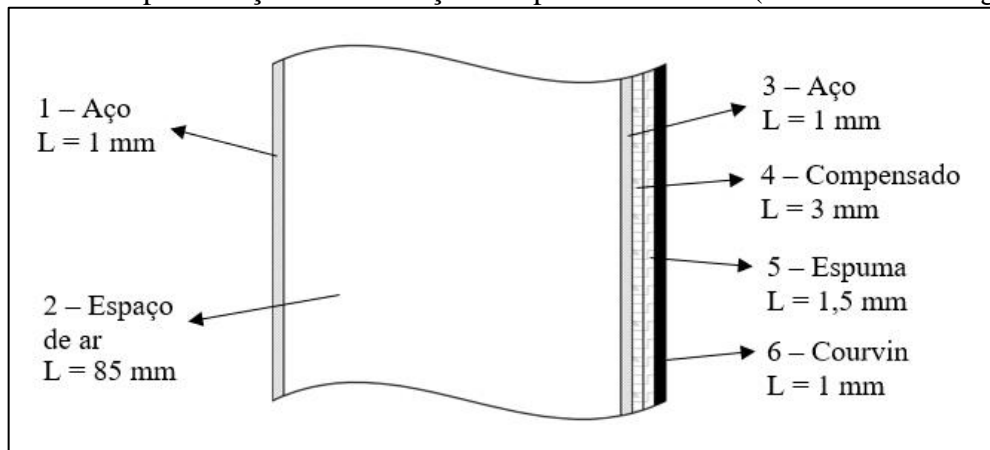
As Figuras 14 a 20 descrevem os materiais utilizados e suas espessuras nas seções representativas de cada área. Percebe-se na forma construtiva do veículo a baixa quantidade de materiais isolantes, o pouco aproveitamento do espaço e a grande presença de ar realizando convecção dentro das estruturas. Os veículos atuais possuem isolamentos térmicos e acústicos que aproveitam os espaços e diminuem a quantidade de ar, além de elementos estruturais para absorção de impactos em colisões. Na época do projeto do Opala havia pouca preocupação com essas questões.

Figura 14 – Representação de uma seção das laterais dianteiras (Área 1 na Fig. 11)



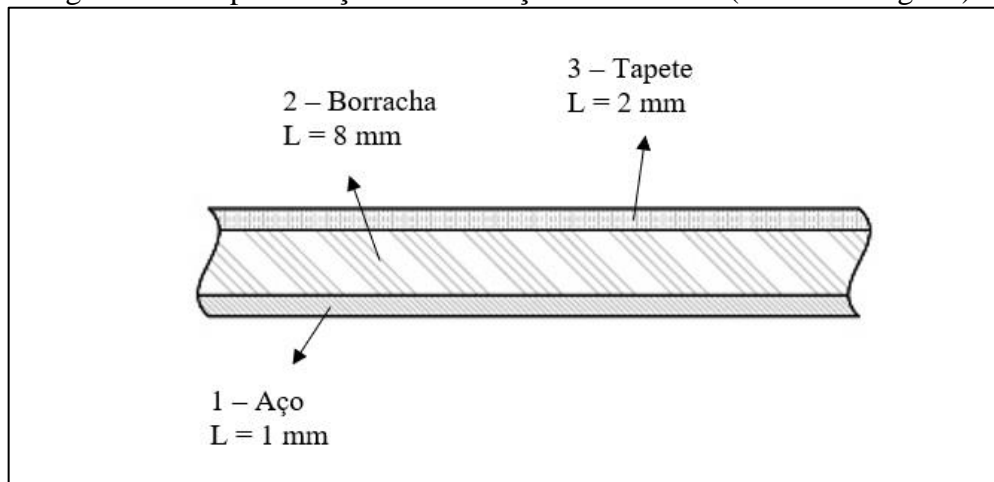
Fonte: o autor (2020)

Figura 15 – Representação de uma seção das portas e lat. tras. (Áreas 2 e 3 na Fig. 11)



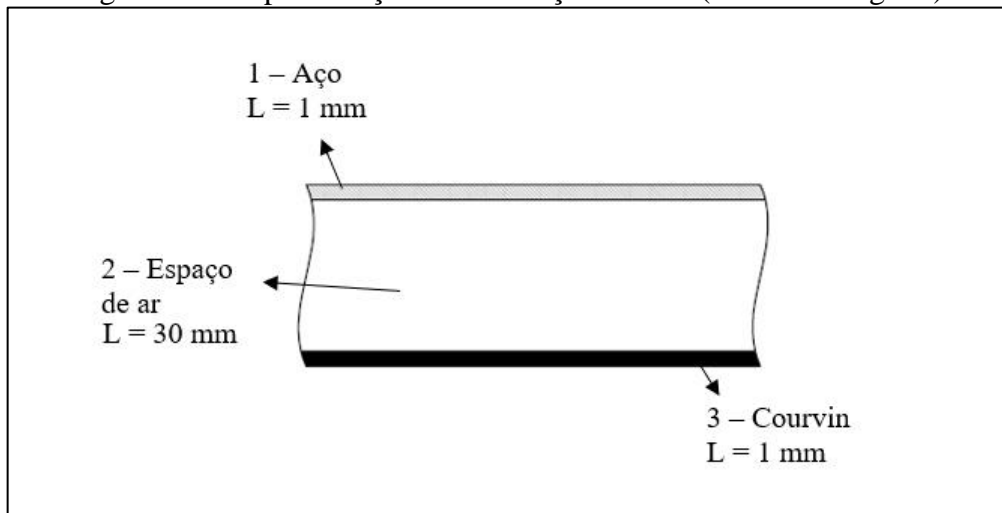
Fonte: o autor (2020)

Figura 16 – Representação de uma seção do assoalho (Área 4 na Fig. 11)



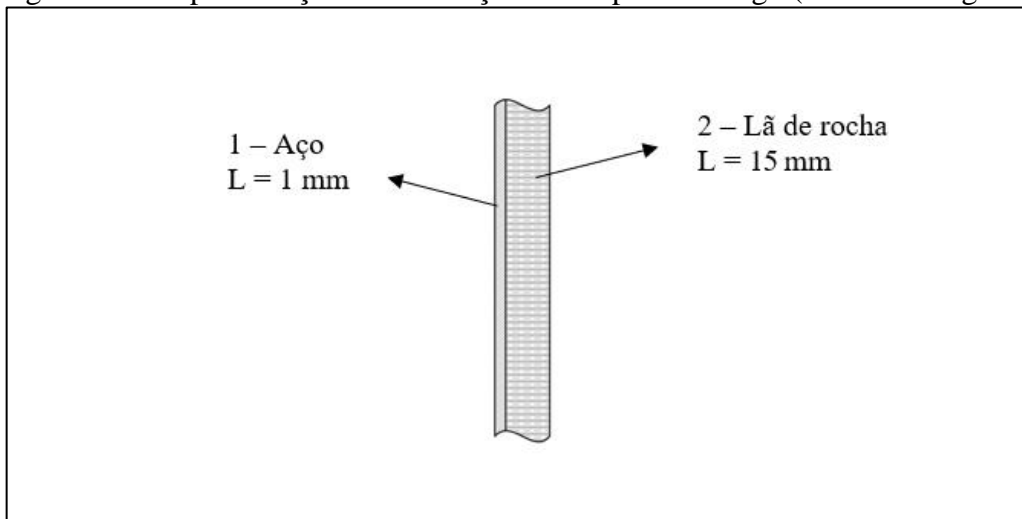
Fonte: o autor (2020)

Figura 17 – Representação de uma seção do teto (Área 5 na Fig. 11)



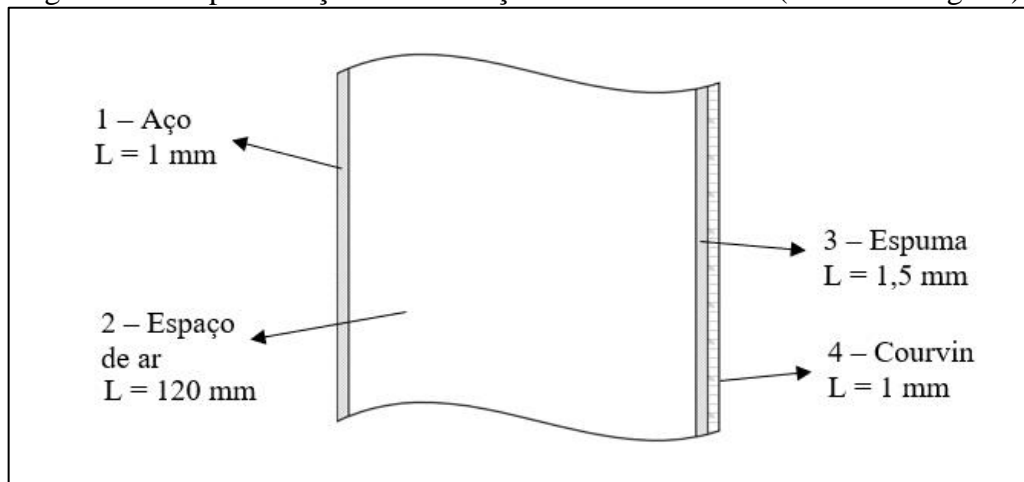
Fonte: o autor (2020)

Figura 18 – Representação de uma seção da chapa corta-fogo (Área 1 na Fig. 13)



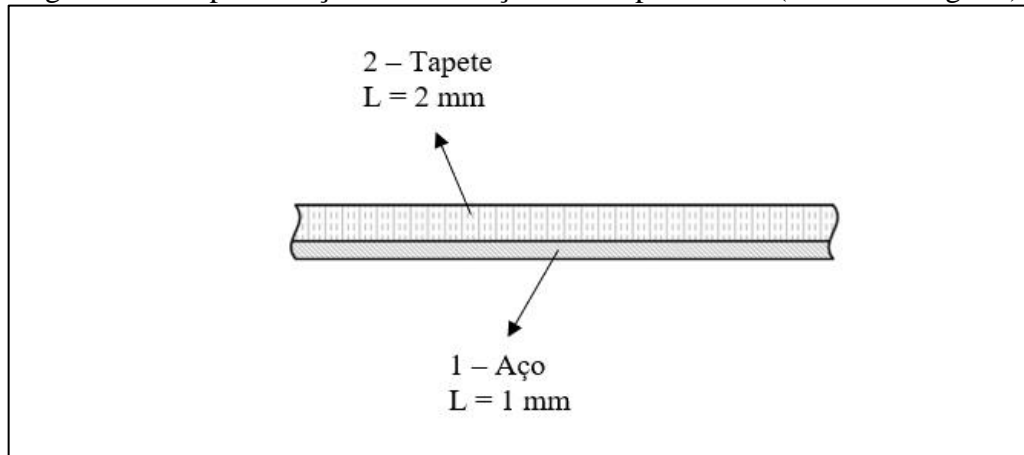
Fonte: o autor (2020)

Figura 19 – Representação de uma seção do banco traseiro (Área 2 na Fig. 13)



Fonte: o autor (2020)

Figura 20 – Representação de uma seção da tampa traseira (Área 3 na Fig. 13)



Fonte: o autor (2020)

3.3.2 Transmissão de calor

Foram calculadas as resistências equivalentes de cada região utilizando associações de resistência térmica e suas respectivas áreas. Çengel e Ghajar (1998) trazem valores de condutividade térmica para diversos materiais utilizados no veículo. Para os demais foram utilizados valores de materiais semelhantes. A Tabela 3 apresenta os valores utilizados.

Para os cálculos de transmissão de calor, o veículo foi considerado parado, portanto a convecção do ar externo com suas superfícies é natural. Foram considerados coeficientes convectivos de 25, 15 e 10 W/m²K para o ar externo (maior movimento), interno (mais calmo) e nos espaços presentes na estrutura (praticamente parado), respectivamente. Todos os valores estão dentro da faixa fornecida por Stoeker e Jones (1985) para convecção natural em função da velocidade de movimentação do ar.

Tabela 3 – Condutividade térmica dos materiais utilizados

Material	Condutividade térmica (W/mK)
Aço	45,300
Compensado	0,120
Espuma	0,035
Courvin	0,159
Borracha	0,280
Tapete	0,070
Lã de rocha	0,040
Vidro	0,700

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (1998)

3.3.3 Radiação solar

Çengel e Ghajar (1998) oferecem valores de absorvidade e transmissibilidade para os materiais utilizados no veículo. Nas superfícies opacas foi considerada uma pintura com “tinta preta”, simulando assim o pior caso possível (absorvidade de 0,98). Para as áreas envidraçadas foi utilizada uma absorvidade 0,07 e uma transmissibilidade de 0,79.

A contribuição da radiação solar foi calculada utilizando os valores de radiação incidente nos planos verticais e horizontal apresentados por Frota e Schiffer (1995 apud LAMBERTS *et al.*, 2016) para um dia de dezembro na latitude 30° Sul. Foi considerada a pior situação, que ocorre com sua frente direcionada a oeste, às 14 horas. Neste horário as maiores áreas envidraçadas, para-brisa e vidro traseiro, estão em exposição direta ao sol. A Tabela 4 apresenta os valores utilizados nos cálculos e as respectivas regiões em que incidem no veículo.

Tabela 4 – Radiação solar incidente às 14 horas na latitude 30° Sul

Orientação	Radiação Solar (W/m ²)	Região incidente no veículo
Sul	63	Lateral esquerda
Leste	63	-
Norte	117	Lateral direita
Oeste	517	Para-brisa
Horizontal	985	Teto e vidro traseiro

Fonte: Adaptado de Lamberts *et al.* (2016)

3.3.4 Infiltração e ventilação

Para a estimativa de ganho de calor pela entrada de ar externo no habitáculo do veículo foi considerada somente a renovação do ar que deve ser proporcionada pelo sistema de ar condicionado. Com base na ASHRAE 62 (2007), considerou-se uma renovação de 2,5 L/s por pessoa no veículo. Foram considerados valores de 90 e 46 kJ/kg para as entalpias do ar externo e interno, respectivamente, com base na carta psicrométrica da ASHRAE (2001) para 101,325 kPa de pressão atmosférica. Também a partir dela obteve-se 0,888 kg/m³ para o volume específico do ar interno. Os cálculos foram realizados utilizando a Equação 18.

3.3.5 Geração interna

Foi considerado o calor gerado por um motorista e três passageiros em repouso, a partir da Tabela 1 (p. 13).

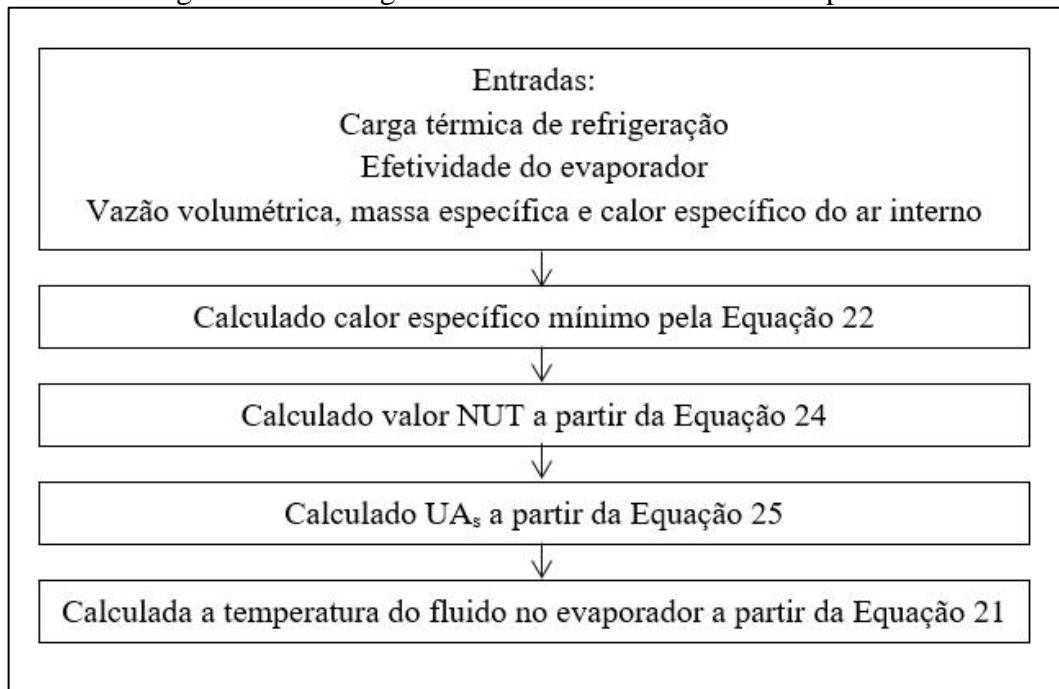
3.3.6 Dimensionamento do evaporador

O dimensionamento dos componentes do ar condicionado seguiu uma metodologia semelhante à proposta por Santos (2005). O resultado foi obtido na forma do produto do coeficiente global de transferência de calor com a área de troca térmica necessária. Bhatti (1999 apud SANTOS, 2005) analisou que os evaporadores utilizados em automóveis trabalham com efetividades entre 0,8 e 0,9. Estimou-se assim uma efetividade de 0,8 para o evaporador utilizado neste projeto. Foi definida uma vazão volumétrica de ar 0,12 m³/s assim como o valor encontrado na experiência de Santos (2005). O produto UA_s foi obtido a partir da Equação 25, considerando C_{min} como sendo o produto da vazão mássica de ar pelo seu calor específico. O valor NUT foi obtido a partir da Equação 24.

A massa volume específico de o calor específico foram retirados de Çengel e Ghajar (1998) como 1,184 kg/m³ e 1,007 J/kgK, respectivamente, à temperatura de 25 °C, próxima à interna do veículo, e pressão de 1 atm. Santos (2005) utilizou a temperatura interna do veículo para o dimensionamento do evaporador porque, apesar do sistema de condicionamento possuir renovação de ar, a maior parte do ar que circula no evaporador é o do interior do veículo.

Com a carga térmica estimada a efetividade do evaporador e o valor de C_{min} definidos, foi calculada a temperatura de saturação do fluido no evaporador, possibilitando conhecer também sua pressão. A Figura 21 apresenta o fluxograma do dimensionamento do evaporador.

Figura 21 – Fluxograma de dimensionamento do evaporador



Fonte: o autor (2020)

Para a escolha do modelo de evaporador foram estimadas áreas de troca térmica para alguns dos modelos encontrados em catálogo, dada a dificuldade de encontrar dados técnicos sobre os equipamentos. A área foi estimada utilizando as informações de comprimento, altura e espessura disponíveis e considerando todos os evaporadores como modelos tubo aletados, com medidas de aleta e tubulações disponibilizados pelo fornecedor de evaporadores Serraff, responsável pela fabricação destes equipamentos para aparelhos de condicionamento de ônibus, trens e utilitários.

Os evaporadores utilizados para a estimativa foram selecionados de forma que coubessem no espaço disponível do veículo. O lugar destinado a sua instalação foi a caixa de ar, contendo também o ventilador de circulação de ar no habitáculo e o trocador de calor responsável pelo aquecimento do ar nos dias de inverno.

A partir do produto UA_s calculado, foi utilizada a Equação 26 para determinação da área de troca térmica e seleção de um componente dentre os que tiveram sua área estimada.

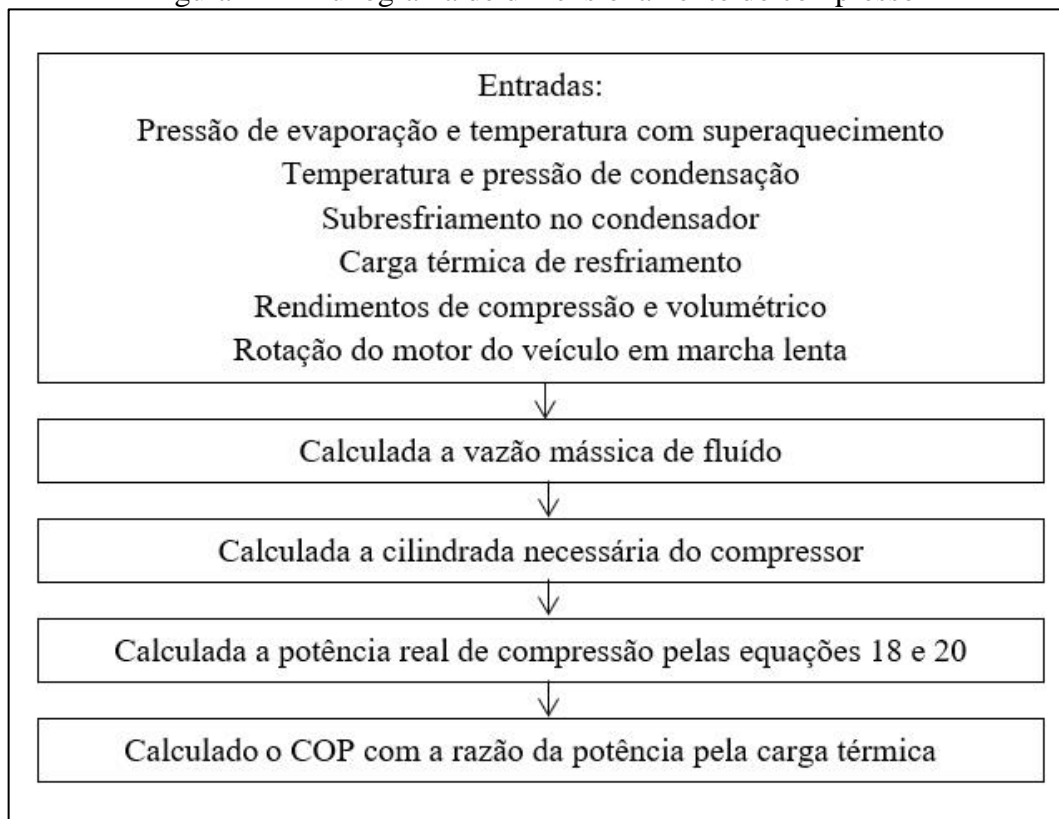
3.4 DIMENSIONAMENTO DO COMPRESSOR

Seguindo também a metodologia proposta por Santos (2005), o passo seguinte ao dimensionamento do evaporador foi a definição dos outros pontos de trabalho para o ciclo de refrigeração.

Primeiramente a temperatura do fluido no condensador foi admitida como sendo 30 °C a mais que a temperatura externa, sendo assim, assumindo uma temperatura de 67,5 °C, com pressão de saturação de 2001 kPa. Foi considerado um superaquecimento de 10 °C na entrada do compressor e para saída do condensador, um subresfriamento também de 10 °C. Com esses pontos definidos, a carga térmica no evaporador e as entalpias em sua entrada e saída, foi calculada a vazão mássica de fluido no sistema. Esses valores foram essenciais para o dimensionamento do compressor.

O rendimento de compressão foi utilizado como 65%, valor dentro da faixa proposta por Stoeker e Jones (1985). A partir disso foi calculada a potência real de compressão, utilizando as Equações 18 e 20. O rendimento volumétrico também foi considerado 65%, com base na curva utilizada por Santos (2005) para a marcha lenta do motor do veículo. A rotação considerada foi de 650 rpm, correspondendo a marcha lenta do Opala. Com os rendimentos e a vazão mássica foi calculada a vazão volumétrica de fluido e o volume de deslocamento necessário do compressor, utilizando o volume específico médio do refrigerante entre a entrada e saída do compressor. Com o volume deslocado fez-se a seleção do componente entre os disponíveis no mercado. A Figura 22 resume os passos para dimensionamento do compressor.

Figura 22 – Fluxograma de dimensionamento do compressor



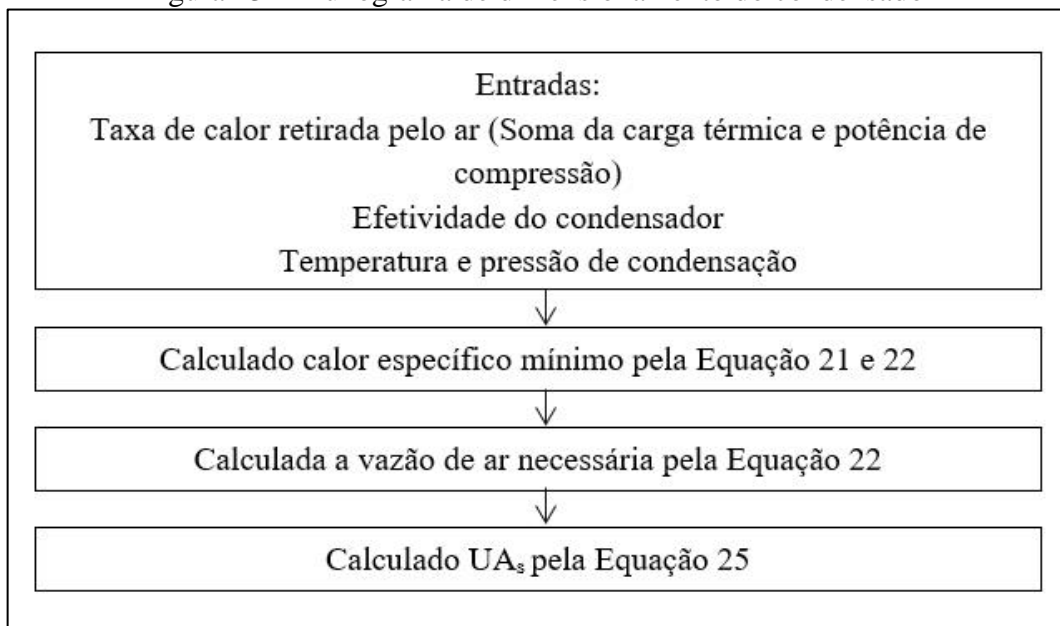
Fonte: o autor (2020)

3.5 DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

O método para dimensionamento do condensador foi semelhante ao do evaporador. Bhatti (1999 apud SANTOS, 2005) apontou valores de efetividade dos condensadores entre 0,2 e 0,4, sendo assim o valor utilizado para o trabalho foi de 0,2. A taxa de calor expulsada pelo condensador para o ar externo é a soma do valor da carga térmica com a potência real de compressão. Com esse valor foi calculado C_{min} para descobrir a vazão de ar necessária para troca térmica e o produto UA_s para o condensador. A massa específica do ar foi considerada como $1,127 \text{ kg/m}^3$, enquanto o calor específico foi utilizado $1,007 \text{ J/kgK}$, valores retirados de Çengel e Ghajar (1998) para o ar a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ e a pressão de 1 atm .

Foram estimadas áreas de troca térmica para os condensadores disponíveis utilizando-se das informações de comprimento, altura e largura encontradas. Assim como para os evaporadores, foram escolhidos componentes que coubessem no espaço disponível do veículo, localizando o condensador à frente do radiador do motor. A partir do valor do produto UA_s , foi calculada a área necessária para o ciclo, utilizando a Equação 26 e um condensador foi selecionado para o projeto. A Figura 23 resume as etapas de dimensionamento do condensador.

Figura 23 – Fluxograma de dimensionamento do condensador



Fonte: o autor (2020)

3.6 DIMENSIONAMENTO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Foi utilizado o *software Coolselector2*, gratuito e disponibilizado pelo fornecedor Danfoss, para o seu dimensionamento. Para seleção do dispositivo de expansão é necessário

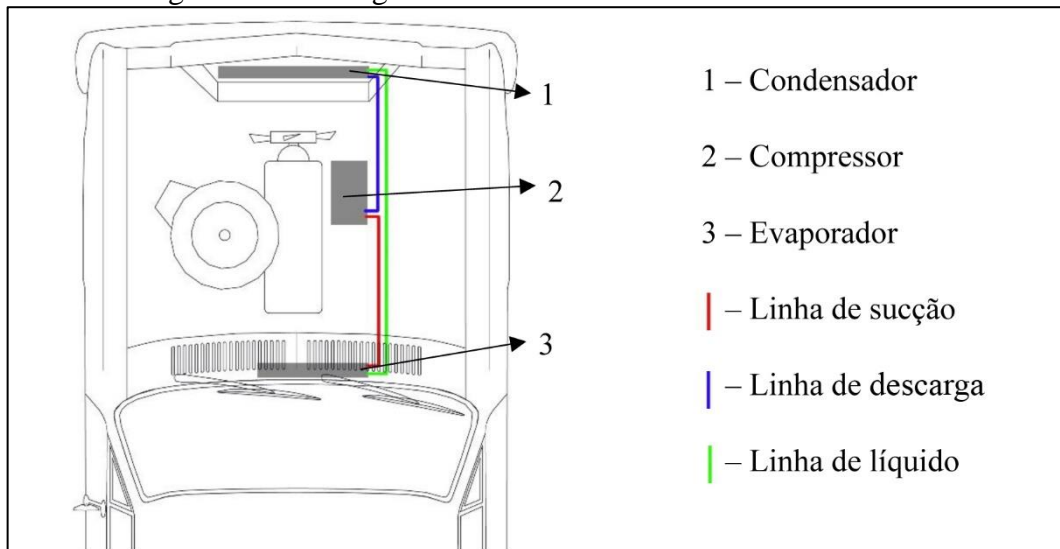
informar a carga térmica do ciclo de refrigeração, as temperaturas de evaporação, condensação, superaquecimento e subresfriamento e o fluido refrigerante utilizado (R134a).

3.7 DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO

Foi utilizado o *software Coolselector2* para as estimativas de perda de pressão e velocidade nas tubulações. O *software* permite a simulação de tubulações com diâmetros, comprimentos e acessórios diferentes, como curvas, filtros e válvulas. Com as escolhas dos componentes ele resulta em perdas de pressão estimadas e velocidades do fluido, facilitando na escolha e simulação do sistema. Todas as tubulações foram consideradas como sendo de cobre.

Foram dimensionadas três tubulações principais: as de sucção, de descarga e de líquido. A de sucção sai do evaporador e entra no compressor e precisa ter 1100 mm de comprimento, enquanto a de descarga sai do compressor para o condensador e precisa ter 500 mm de comprimento. A linha de líquido sai do condensador e vai para o dispositivo de expansão, que deverá ser fixado juntamente ao evaporador no interior do veículo, necessitando assim um comprimento de 1600 mm. Para todas as tubulações foram consideradas curvas de 90° nas duas extremidades. A Figura 24 apresenta o esquema de instalação dos componentes.

Figura 23 – Fluxograma de dimensionamento do condensador



Fonte: o autor (2020)

Matos (2015 apud PELLIZZONI, 2015) e (2014 apud PELLIZZONI, 2015) definiram valores aceitáveis de queda de pressão e velocidade dos fluidos nas tubulações de cada linha. A queda de pressão para a linha de sucção deve ser menor que 21 kPa enquanto a velocidade desta linha deve ficar entre 5 e 10 m/s, para que o óleo de lubrificação do compressor seja

transportado pelo fluido refrigerante. Já para a linha de descarga a perda na tubulação não deve ultrapassar 34,5 kPa e as velocidades devem variar de 10 até 13m/s. Na linha de líquido, Amor (2014 apud PELLIZZONI, 2015) diz que a perda de pressão não pode fazer com que o fluido sofra saturação, até por este motivo deve-se garantir um subresfriamento na linha para um sistema eficiente.

3.8 CUSTO DO SISTEMA

A partir da escolha dos componentes foi pesquisado o valor de mercado de cada um deles. Os preços foram pesquisados em lojas online de autopeças e foi realizada uma média dos valores encontrados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados do desenvolvimento deste trabalho.

4.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Utilizando os parâmetros listados no capítulo anterior foram realizados os cálculos de estimativa da carga térmica de resfriamento para o veículo.

4.1.1 Transmissão de calor

A resistência equivalente de cada região e o respectivo ganho de calor por transmissão foram calculados a partir da Equação 8 e são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Resistências equivalentes e ganhos de calor por transmissão

Região	Resistência equiv. (K/W)	Ganho de Calor (W)
Porta LD	0,377	38,4
Porta LE	0,377	38,4
Lateral tras. LD	0,726	20,0
Lateral tras. LE	0,726	20,0
Lateral diant. LD	1,247	11,6
Lateral diant. LE	1,247	11,6
Teto	0,093	155,9
Vidro Traseiro	0,152	95,3
Vidro lateral LD	0,234	61,9
Vidro lateral LE	0,234	61,9
Para-brisa	0,153	95,0
Chapa corta-fogo	0,593	112,9
Assoalho	0,055	261,5
Banco traseiro	0,384	37,8
Tampa traseira	0,235	61,7
Pontes térmicas	123,222	0,5
	Total	1084,4 (1,08 kW)

Fonte: o autor (2020)

Observa-se que, como esperado, as regiões que mais contribuem para o ganho de calor foram o assoalho, o teto e a chapa corta-fogo. Estas são regiões com grandes áreas e pouca utilização de materiais isolantes, permitindo a entrada do calor para o ambiente. Para diminuir a carga térmica de refrigeração, pode-se propor a adição de novos materiais para essas áreas, podendo apresentar um ganho significativo e exigindo menos poder de refrigeração do sistema de condicionamento.

4.1.2 Radiação solar

A carga térmica por radiação solar foi calculada para dois tipos de superfícies diferentes: as opacas e as transparentes. Para as superfícies opacas foram calculadas suas temperaturas equivalentes, utilizando a Equação 13. A partir dos resultados, foi desconsiderada a convecção do ar externo e calculado o ganho de calor a partir da Equação 8. A Tabela 6 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 6 – Temp. equiv. e ganhos de calor por radiação solar em superfícies opacas

Região	Temperatura equiv. (°C)	Ganho de Calor (W)
Porta LD	42,1	59,0
Porta LE	40,0	52,4
Lateral tras. LD	42,1	30,6
Lateral tras. LE	40,0	27,2
Lateral diant. LD	42,1	19,0
Lateral diant. LE	40,0	16,9
Teto	76,1	703,0
Pontes térmicas	42,1	2,0
	Total	910,0 (0,91 kW)

Fonte: o autor (2020)

Percebe-se que novamente o teto representou o valor mais significativo nos ganhos de calor. Este resultado deve-se ao fato de ter a maior incidência da radiação solar dada a posição e não utilizar materiais isolantes que diminuiriam a transmissão deste calor para o interior do veículo.

Já para as superfícies transparentes, os ganhos de calor foram calculados pela Equação 11 e apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Ganhos de calor por radiação solar em superfícies transparentes

Região	Ganho de Calor (W)
Vidro Traseiro	747,3
Vidro lateral LD	57,7
Vidro lateral LE	31,1
Para-brisa	390,8
Total	1226,9 (1,23 kW)

Fonte: o autor (2020)

Juntos, os valores de cargas térmicas causados pela radiação solar em superfícies opacas e transparentes totalizaram 2,14 kW, sendo que o valor mais significativo foi no vidro traseiro, por possuir a maior área entre os vidros e estar disposto em um plano horizontal, com maior valor de insolação. É comum a instalação de películas nos vidros com o objetivo de reduzir os ganhos de calor no habitáculo do veículo, além de escurecer para trazer um maior conforto e segurança.

4.1.3 Infiltração e ventilação

Os ganhos de calor pela renovação de ar foram calculados, utilizando a Equação 18, considerando uma renovação de 2,5 L/s de ar por pessoa no veículo e os resultados são apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Ganhos de calor provenientes da infiltração e ventilação

Condição	Ocupantes	Ganho de Calor total (kW)
2,5 L/s por pessoa	4	0,050

Fonte: o autor (2020)

4.1.4 Geração interna

Para a geração interna de calor foram utilizados os valores encontrados na Tabela 1, presente no Capítulo 2. Os equipamentos internos foram desconsiderados, mas para simular uma pior condição de geração interna foram calculados os ganhos de calor para quatro ocupantes e os resultados estão dispostos na Tabela 9.

Tabela 9 – Ganho de calor por geração interna

Condição	Ocupantes	Ganho de Calor (W)
Dirigindo	1	207,0
Repouso	3	324,0
	Total	531,0 (0,53 kW)

Fonte: o autor (2020)

4.1.5 Ganho de calor total

Somando todos os ganhos de calor analisados é obtida a carga térmica total na condição estabelecida em projeto. Para o sistema de ar condicionado significa que é a mínima capacidade que ele deve ter para atender ao requisito de estabelecer conforto térmico no ambiente. A Tabela 10 apresenta os ganhos de calor totais obtidos.

Tabela 10 – Ganhos totais de calor obtidos

Fonte de calor	Ganho de Calor (kW)	Representatividade (%)
Insolação em sup. Transparentes	1,23	32,3
Transmissão de calor	1,08	28,5
Insolação em sup. Opacas	0,91	23,9
Geração interna	0,53	14,0
Ventilação	0,05	1,3
Total	3,80	100

Fonte: o autor (2020)

A fonte de calor mais significativa foi a insolação em superfícies transparentes. Para amenizar os ganhos de calor pode-se adicionar películas nos vidros ou até propor um sistema de persiana para o vidro traseiro, que é a área mais significativa dentre as superfícies transparentes.

4.1.6 Dimensionamento do evaporador

O evaporador foi dimensionado com o objetivo de retirar calor do habitáculo com no mínimo a mesma taxa de energia que o veículo recebe do ambiente externo. Para isso, foi

calculada a vazão mássica de ar, utilizando massa específica como $1,184 \text{ kg/m}^3$, o calor específico mínimo, utilizando a Equação 22, NUT, a partir da Equação 24, a temperatura do fluido no evaporador com a Equação 21 e o produto da área pelo coeficiente global de transferência de calor, pela Equação 25. Os resultados são apresentados na Tabela 11.

$$C_{min} = \dot{m}c_p = 0,142 \cdot 1,007 = 0,143 \text{ J/kgK}$$

$$NUT = \ln(1 - \varepsilon) = \ln(1 - 0,8) = 1,609$$

$$T_{evap} = T_{int} - \frac{\dot{Q}}{\varepsilon C_{min}} = 23 - \frac{3,8}{0,8 \cdot 0,143} = -10,199 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$UA_s = NUT \cdot C_{min} = 1,608 \cdot 0,143 = 230,269 \text{ W/K}$$

Tabela 11 – Dados do dimensionamento do evaporador

Parâmetro	Resultado
Vazão mássica de ar (kg/s)	0,142
C_{min} (J/kgK)	0,143
NUT	1,609
T_{evap} ($^\circ\text{C}$)	-10,199
UA_s (W/K)	230,269

Fonte: o autor (2020)

Para o cálculo da área de troca térmica na Equação 26 foram utilizados os valores presentes na Tabela 12. Os coeficientes de troca térmica por convecção interna e externa, a condutividade térmica do material e o rendimento das aletas foram retirados de Pellizzoni (2015), utilizados para cálculo semelhante. Para os demais fatores geométricos presentes na equação foram feitas estimativas dentre dez modelos de evaporadores automotivos e foi utilizada uma média entre os valores de área e comprimento estimados.

Com estes valores e o produto UA_s calculado anteriormente foi calculada a partir da Equação 26 uma área de troca térmica necessária de $4,338 \text{ m}^2$.

Tabela 12 – Especificações técnicas para escolha do evaporador

Parâmetro	Valor
Coefficiente convectivo interno *	4123 (W/m ² K)
Coefficiente convectivo externo *	603 (W/m ² K)
Rendimento da aleta *	0,537
Condutividade térmica *	386 (W/mK)
Raio externo do tubo **	0,00635 (m)
Raio interno do tubo **	0,00510 (m)
Comprimento do tubo **	5,145 (m)
Área interna **	0,125 (m ²)

* Valores retirados de Pellizzoni (2015)

** Valores retirados de estimativa dentre modelos escolhidos

Fonte: o autor (2020)

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{\eta_0 h_f A_f} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi Lk} + \frac{1}{\eta_0 h_q A_q}$$

$$\frac{1}{0,230} = \frac{1}{0,537 \cdot 4123 \cdot 0,125} + \frac{\ln(0,00635/0,00510)}{2\pi \cdot 5,145 \cdot 386} + \frac{1}{0,537 \cdot 603 \cdot A_q}$$

$$A_q = 4,338 \text{ m}^2$$

Dentre as áreas estimadas, a que melhor atendeu ao projeto foi a do evaporador do Chevrolet Monza, produzido entre os anos de 1996 e 1998, tendo um valor de 4,390 m², possuindo 247, 178 e 95 mm de comprimento, altura e espessura, respectivamente. Este componente é encontrado novo à venda por volta de R\$ 425,00.

4.2 DIMENSIONAMENTO DO COMPRESSOR

Para o dimensionamento correto do compressor primeiro foram estipulados alguns pontos do sistema de refrigeração. Com um superaquecimento de 10 °C na entrada do compressor, o fluido teria uma temperatura de -0,199 °C, com uma pressão de 199 kPa, e sairia dele com a pressão de 2001 kPa, necessária para condensação na temperatura de 67,5 °C. Foi considerado também um subresfriamento de 10 °C na saída do condensador e com isso foi possível o cálculo da vazão mássica de fluido refrigerante no ciclo: 0,0321 kg/s. Com a vazão mássica, foi possível calcular a cilindrada necessária do compressor na condição avaliada:

marcha lenta do veículo. O resultado foi uma cilindrada de 90,8 cm³. Também foi calculada uma potência real de compressão de 2,527 kW, totalizando um COP de 1,504.

Dentre os modelos de compressor disponíveis foi encontrado o do Chevrolet Corsa 1.0 e Celtas 1.0 e 1.4, produzidos entre os anos de 2002 e 2009. O código do fabricante Delphi para é CS10060, apresenta uma cilindrada de 100 cm³, e novo é encontrado na média de R\$ 825,00.

4.3 DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

O dimensionamento do condensador foi semelhante ao do evaporador. Foi calculada a taxa de calor que o ar deveria remover, somando os valores de carga térmica e potência de compressão. Com isso foi calculada a taxa de calor máxima que o condensador trocava entre os fluidos, considerando a sua efetividade. A partir das Equações 21 e 22 foi calculado o calor específico mínimo do condensador. Foi estimada uma vazão de ar necessária para que haja o resfriamento do fluido, utilizando a Equação 22, e foi calculado o produto UA_s do componente, com a Equação 25, para que ele atenda ao ciclo de refrigeração. A Tabela 13 apresenta os valores calculados.

$$C_{min} = \frac{\dot{Q}_{max}}{(T_{cond} - T_{ext})} = \frac{31,637}{(67,5 - 37,5)} = 1,054$$

$$\dot{m} = \frac{C_{min}}{c_p} = \frac{1,054}{1,007} = 1,047 \text{ kg/s}$$

$$UA_s = NUT \cdot C_{min} = 0,233 \cdot 1,054 = 235,319 \text{ W/K}$$

Tabela 13 – Dados do dimensionamento do condensador

Parâmetro	Resultado
Calor removido pelo ar	6,327 (kW)
$Q_{m\acute{a}x}$	31,637 (kW)
C_{min}	1,054 (J/kgK)
Vazão mássica de ar	1,047 (kg/s)
Vazão volumétrica de ar	0,929 (m ³ /s)
NUT	0,233
UA_s	235,319 (W/K)

Fonte: o autor (2020)

Assim como para o evaporador, para o cálculo da área de troca térmica na Equação 26 foram utilizados os valores presentes na Tabela 14. Os coeficientes de troca térmica por convecção interna e externa, a condutividade térmica do material e o rendimento das aletas foram retirados de Pellizzoni (2015), utilizados para cálculo semelhante.

Os demais fatores geométricos presentes na Equação 26 foram obtidos através de estimativas utilizando os modelos de condensadores encontrados em catálogo e foi feita uma média dos valores de área e comprimento encontrados.

Tabela 14 – Especificações técnicas para escolha do condensador

Parâmetro	Valor
Coeficiente convectivo interno *	4123 (W/m ² K)
Coeficiente convectivo externo *	603 (W/m ² K)
Rendimento da aleta *	0,537
Condutividade térmica *	386 (W/mK)
Raio externo do tubo **	0,00635 (m)
Raio interno do tubo **	0,00510 (m)
Comprimento do tubo **	5,12 (m)
Área interna **	0,122 (m ²)

* Valores retirados de Pellizzoni (2015)

** Valores retirados de estimativa dentre modelos escolhidos

Fonte: o autor (2020)

Com estes valores e o produto UA_s foi calculada, a partir da Equação 26, uma área de troca térmica necessária de 5,829 m².

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{\eta_0 h_f A_f} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi Lk} + \frac{1}{\eta_0 h_q A_q}$$

$$\frac{1}{0,235} = \frac{1}{0,537 \cdot 4123 \cdot 0,122} + \frac{\ln(0,00635/0,00510)}{2\pi \cdot 5,12 \cdot 386} + \frac{1}{0,537 \cdot 603 \cdot A_f}$$

$$A_f = 5,829 \text{ m}^2$$

Dentre as áreas estimadas, a que melhor atendeu ao projeto foi a área do condensador também do Chevrolet Monza produzido entre os anos de 1996 e 1998, que tem um valor de 6,168 m², e possui 660, 357 e 28 mm de comprimento, altura e espessura, respectivamente.

Porém não é um componente facilmente encontrado à venda. A segunda opção, encontrada facilmente, é o condensador do Ford Focus dos anos de 2001 e 2009, com área estimada de 7,353 m², e que possui 662, 360 e 33 mm de comprimento, altura e espessura, respectivamente. Seu valor para uma peça nova é em média de R\$ 500,00.

4.4 DIMENSIONAMENTO DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Utilizando o *software Coolselector2* do fornecedor Danfoss, foram informadas as seguintes condições de operação do sistema: Carga térmica de 3,8 kW, refrigerante R134a, temperatura de evaporação de -10 °C com 10 °C de superaquecimento útil e temperatura de condensação de 67,5 °C com um subresfriamento de 10 °C.

O *software* apresenta alguns dispositivos que poderiam ser utilizados, sendo um deles a válvula de expansão termostática do tipo T2, de código 068Z3369, utilizando um tubo de orifício de código 068-2007. Este produto é encontrado no mercado com valores por volta de R\$ 250,00.

4.5 DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO

Primeiramente foi simulado no *software Coolselector2*, para a linha de sucção, uma tubulação com 1100 mm de comprimento com uma curva de 90° em cada extremidade. O objetivo foi manter a velocidade na tubulação entre os valores de 5 e 10 m/s, com uma perda de pressão inferior a 21 kPa, como estipulado no Capítulo 3. O diâmetro que melhor atendeu o sistema entre os disponíveis foi o de 20 mm. A Tabela 15 apresenta os valores de perda de pressão e velocidade média estimados.

Tabela 15 – Valores estimados para a linha de sucção

Diâmetro (mm)	Perda de pressão (kPa)	V _m (m/s)
20	0,62	9,04

Fonte: o autor (2020)

Já para a linha de descarga, foi simulada uma tubulação com 500 mm de comprimento, também contendo curvas de 90° nas extremidades. Como estipulado, a perda de pressão não deveria ultrapassar 34,5 kPa e a velocidade média deveria variar de 10 até 13 m/s. A Tabela 16

apresenta os valores de perda de pressão e velocidade estimados no *software* para os diâmetros de 8 e 10 mm.

Tabela 16 – Valores estimados para a linha de descarga

Diâmetro (mm)	Perda de pressão (kPa)	V _m (m/s)
8	13,8	13,87
10	3,6	7,78

Fonte: o autor (2020)

A velocidade média do fluido para o diâmetro de 8 mm ficou pouco superior a estipulada por Amor (2014 apud PELLIZZONI, 2015), enquanto a velocidade média para o diâmetro de 10 mm ficou inferior a faixa estipulada. Em ambos os diâmetros a perda de pressão não excedeu o limite. Para manter a tubulação em uma medida comercial, opta-se pelo diâmetro de 8 mm, com uma velocidade pouco acima do limite estipulado.

Para a linha de líquido, com 1600 mm de comprimento e curvas de 90° nas extremidades foi escolhido o diâmetro de 10 mm, sugerido pelo *software Coolselector2* para a aplicação simulada. A Tabela 17 apresenta os valores estimados.

Tabela 17 – Valores estimados para a linha de líquido

Diâmetro (mm)	Perda de pressão (kPa)	V _m (m/s)
10	1,02	0,61

Fonte: o autor (2020)

Como são comprimentos específicos, não há tubulações prontas já com as conexões necessárias. Para poder fazer uma estimativa, foi utilizado o valor de R\$ 50,00 o metro para as mangueiras e R\$ 10,00 para cada terminal de conexão. O total entre mangueiras e conexões ficou em R\$ 220,00.

4.6 CUSTO DO SISTEMA

A Tabela 18 apresenta o valor de cada componente e a soma do total, dando uma estimativa de investimento para instalar o sistema no veículo. Esse valor não inclui possíveis adaptações a serem realizadas para fixação no veículo. Como o objetivo deste trabalho foi a análise e dimensionamento do ciclo de refrigeração para o ar condicionado do veículo, também

não foram considerados componentes elétricos de controle do sistema, nem filtros de cabine ou sistemas adicionais de ventilação.

Tabela 18 – Levantamento de custos dos componentes

Componente	Valor (R\$)
Evaporador Monza 1996/1998	425,00
Compressor Corsa 2002/2009	825,00
Condensador Focus 2001/2009	500,00
Dispositivo de expansão Danfoss	250,00
Tubulação e conexões	220,00
Total	2220,00

Fonte: o autor (2020)

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizado o dimensionamento do ciclo e dos componentes para um sistema de ar condicionado veicular atender as condições de conforto térmico em um automóvel antigo. Foi estimada uma carga térmica de refrigeração de 3,8 kW, principalmente devido à absorção de radiação pelas superfícies transparentes e à transmissão de calor dada pela diferença de temperatura.

O evaporador e o condensador foram dimensionados pela sua área de troca térmica e escolhidos dentre os componentes disponíveis comercialmente com áreas estimadas maiores para que o ciclo seja atendido. O mesmo valeu para o compressor, que foi dimensionado de acordo com sua cilindrada, e para o dispositivo de expansão, que foi selecionado com o auxílio do *software Coolselector2*. O dimensionamento da tubulação e as estimativas realizadas atenderam aos limites de queda de pressão.

Sendo assim, conclui-se que, apesar da difícil obtenção de informações a respeito de alguns componentes envolvidos, como áreas de troca térmica dos trocadores e calor, os objetivos do trabalho foram atendidos. Conclui-se também que o sistema proposto é aplicável ao veículo, com um custo relativamente aceitável, dado o valor elevado que este tipo de bem vêm ganhando com a idade.

Como sugestão para trabalhos futuros, propõe-se avaliar a adição de materiais isolantes nas áreas que apresentaram maior absorção de calor, como vidros, teto e assoalho. Alterações simples e de custo baixo poderiam reduzir muito a carga térmica, exigindo menos do sistema de ar condicionado. Também seriam importantes testes em ambiente controlado dos componentes escolhidos para o sistema, avançando assim no estudo das capacidades e validar as estimativas encontradas neste trabalho.

REFERÊNCIAS

- ASHRAE 62, **Ventilation for acceptable indoor air quality.** (ANSI/ASHRAE 62- 2007), American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, 2007.
- ASHRAE, **ASHRAE handbook: Fundamentals.** Atlanta: ASHRAE, 1997.
- ASHRAE Climatic Design Conditions, **ASHRAE**, 2017. Disponível em: http://ashrae-meteo.info/index.php?lat=-29.994&lng=-51.171&place=%27%27&wmo=839710&si_ip=SI&ashrae_version=2017 Acesso em: 09 de abr. de 2020.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG R. E. **Fundamentos da termodinâmica.** 7. ed. Blucher. São Paulo, SP, 2009.
- BRANDENBURG, E. **Carta de despedida do Opala.** Curitiba: GMB, 1992.
- CARSUGHI, C. O Opala resiste ao peso dos anos. **Quatro rodas**, São Paulo, Editora Abril, p. 62-67, 1987.
- CASTRO, C. S. **Influência da rotação no desempenho de um condicionador de ar automotivo.** 2010. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações.** São Paulo: McGraw-Hill Ltda, 2007.
- ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A.J. **Tranferência de calor e massa: uma abordagem prática,** 4^a Edição. New York: McGraw-Hill, 1998.
- CORDOVA, G. M., SILVA, D. L. Análise numérica de um compressor alternativo de capacidade variável para sistemas de condicionamento de ar automotivo. In: III CONGRESSO NACIONAL DAS ENGENHARIAS DA MOBILIDADE. 2017, Joinville. **Anais...**, Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharias da Mobilidade, 2017
- DAHLAN, A.A.; ZULKIFLI, A.H.; NASUTION, H.; AZIZ, A.A.; PERANG, M.R.M; JAMIL, H.M.; ZULKIFLI, A.A. Efficient and ‘Green’ Vehicle Air Conditioning System using Electric Compressor. In: THE 6TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON APPLIED ENERGY – ICAE2014. 2014, Taipei, China. **Anais...**, Taipei, China. 2014.
- GOEDERT, J. **Avaliação do conforto térmico em postos de trabalho de motoristas de ônibus.** 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção – Ênfase Ergonomia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, UFSC, Florianópolis.
- GOMES, A. B. **Avaliação experimental de condições de conforto térmico em automóveis de passeio utilizando manequim.** 2005. Trabalho de conclusão de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

GLASER, F. **Modelagem, simulação e análise de condições ambientais de cabine em automóvel climatizado: estudo em veículo com sistema de climatização com controles individuais de temperatura.** 2009. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

INCROPERA, F.P.; BEGMAN, T.L.; DEWITT, D. P.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** Rio de Janeiro: LTC, 2008.

LAMBERTS, R.; GHISI, E.; ABREU, A.L.P.; CARLO, J.C.; BATISTA, J.O.; MARINOSKI, D.L.; NARANJO, A.; DUARTE, V.C.P. **Desempenho térmico de edificações.** Apostila da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis - SC, 2016.

MEDEIROS, E.G.S.; FILHO, F.A.G.; SILVA, L.B. Avaliação do conforto térmico em veículos - uma visão geral da ISO 14505. In: ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 33., 2013, Salvador. **Anais...**, Salvador: Associação Brasileira de Engenharia de Produção, 2013.

MOURA, M. B. B. **Aprimoramentos em sistema de climatização veicular para melhoria de condições ambientais de cabine e redução no consumo de combustível.** 2007. Trabalho de conclusão de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

NASCIMENTO, B. D. A.; **Performance comparativa entre R437a e R134a para drop-in em um condicionador de ar automotivo.** 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade federal do Rio Grande do Norte: Natal, 2015.

PELLIZZONI, G. **Estudo do efeito da perda de pressão do fluido na capacidade do evaporador de um sistema de ar condicionado veicular.** 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul: Caxias do Sul, 2015.

SANCHEZ, J.M.; Mecanismo de expansão do ar-condicionado automotivo tem função importante no funcionamento. **Oficina Brasil**, 2018. Disponível em: <https://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/mecanismo-de-expansao-do-ar-condicionado-automotivo-tem-funcao-importante-no-funcionamento>. Acesso em 19 de março de 2020.

SANTOS, E. O. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo.** 2005. Trabalho de conclusão de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M.S. **Refrigeração Industrial.** São Paulo: Blucher, 2002.

STOECKER, W. F.; JONES, J.W. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

TAO, X.; FERREIRA, C.A.I. **Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method.**

International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. Delft University of Technology. Delft, Netherlands, 2018.

TERRES, L. M.; Análise de um sistema de condicionamento de ar de uma minicarregadeira para o conforto térmico do operador. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul: Caxias do Sul, 2018.

VIDOR, B.V.; Desenvolvimento de uma metodologia para o cálculo da carga térmica de resfriamento e avaliação do conforto térmico de um ônibus rodoviário. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul: Caxias do Sul, 2018.