

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Gabriel Quixadá Vitório Pellegrino

**Análise Termodinâmica de uma Bomba de
Calor Reversível para a Climatização de um
Veículo Elétrico**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao
Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle
Coorientador: José Alberto Reis Parise

Rio de Janeiro
Dezembro de 2023

Agradecimentos

Agradeço, acima de tudo, a Deus pela Sua presença em minha vida e por ter me concedido, em cada detalhe, a oportunidade de realizar este sonho.

Com muita ênfase, sou grato a toda minha família, especialmente a minha avó Maria e minha mãe Emanuela, que tornaram essa jornada possível por meio de todo suporte dado ao longo destes anos.

Também agradeço aos meus orientadores, Florian Pradelle e José Alberto Reis Parise, e ao corpo docente da faculdade pela disponibilidade, solicitude e empenho, não somente para este projeto, mas também ao longo da graduação. Agradeço também à PUC-Rio por toda infraestrutura de primeira linha, que sempre forneceu as condições para seus alunos e foi uma segunda casa para mim durante anos.

Às muitas amizades construídas ao longo desses anos e que seguirão, por cada risada no bandeirão, no campus, por cada suporte, por cada matéria vencida e por cada momento que tornou essa caminhada mais leve. A natureza deste trabalho não permite citar tantos nomes, o que por si só já representa uma das maiores conquistas que tive na universidade.

A todos que fizeram parte desta jornada, direta ou indiretamente, o meu muito obrigado.

Resumo

A crescente preocupação em relação aos impactos ambientais relacionados às ações antrópicas tem levado a pesquisas e projetos de sistemas e processos mais sustentáveis e eficientes do ponto de vista energético, inclusive no setor de transportes. Face ao exposto, o presente trabalho tem como objetivo analisar do ponto de vista termodinâmico um sistema de climatização para um veículo elétrico, uma bomba de calor que figura como o principal sistema auxiliar do automóvel.

O equipamento, capaz de operar tanto no modo de refrigeração quanto de aquecimento, foi composto de itens disponíveis comercialmente, além de trabalhar com um fluido refrigerante de baixo potencial de aquecimento global. Foi realizado o cálculo de carga térmica com dados experimentais e em seguida analisados e calculados os parâmetros termodinâmicos da bomba de calor. Os resultados obtidos neste trabalho correspondem aos esperados na literatura, sendo a bomba de calor viável do ponto de vista termodinâmico, uma vez que seus respectivos coeficientes de performance são 4,10 em modo refrigeração e 4,34 operando em aquecimento, inferiores a seus respectivos COP máximos, 6,29 e 6,16.

Palavras-chave

Climatização; veículos elétricos; bomba de calor; refrigeração; aquecimento; energia

Abstract

The rising interest in the ambient impact related to anthropic actions has led to research and project of more sustainable and energetically efficient systems and processes, including the transport sector. Therefore, the present work aims to bring a thermodynamic analysis of a climate control system for an electric vehicle, a heat pump which is the main auxiliary system of the automobile.

The equipment, able to run on both heating and cooling modes, was comprised of available commercial components besides working with a refrigerant low global warming potential. The heating and cooling loads were calculated with experimental data. Ultimately, heat pump thermodynamics parameters were analyzed and calculated. The results shown agree with the ones expected in the literature, and the heat pump proved to be feasible from a thermodynamic point of view, due to its coefficient of performance (COP), which are 4,34 and 4,10 for heating and cooling modes, respectively, being lower than their related Carnot COP, 6,16 and 6,29, respectively.

Keywords

Refrigeration; heating; electric vehicle; heat pump; energy

Sumário

1 Introdução	9
2 Fundamentos Teóricos	12
3 Revisão Bibliográfica	20
4 Análise Teórica e Modelagem.....	25
4.1 Carga Térmica	25
4.1.1 Refrigeração.....	29
4.1.2 Aquecimento	32
4.2 Análise do Sistema.....	33
4.2.1 Refrigeração.....	38
4.2.2 Aquecimento	41
5 Resultados e Discussão	45
5.1 Carga Térmica	45
5.1.1 Refrigeração.....	45
5.1.2 Aquecimento	46
5.2 Análise do Sistema.....	47
6 Conclusão	52
Referências	53
Apêndice – Tabelas de resultados.....	57

Lista de Figuras

Figura 1: Emissões de CO ₂ por setor. Adaptado de (IEA, 2023).....	9
Figura 2: Venda de veículos elétricos por ano, em milhões de unidades. Legenda de cores: Laranja: China; Azul: Europa; Verde claro: EUA; Verde escuro: Outros. Adaptado de (IEA, 2023).....	10
Figura 3: Evolução anual da frota de veículos elétricos no Brasil. Adaptado de (NeoCharge, 2023).....	10
Figura 4: Representação esquemática de uma bomba de calor operando no modo de refrigeração. Retirado de (Çengel, 2013).	13
Figura 5: Representação esquemática de uma bomba de calor operando no modo de aquecimento. Adaptado de (Çengel, 2013).	13
Figura 6: Ciclo de compressão de vapor. Adaptado de (Freitas, 2018). ...	14
Figura 7: Estrutura e operação de bomba de calor típica para veículos elétricos. Adaptado de (Suzuki e Ishii, 1996).....	17
Figura 8: Dispositivo bi-direcional de expansão/acumulador. Adaptado de (Promme, 2001).	21
Figura 9: Bomba de calor por ciclo de compressão de vapor com ciclo secundário. Adaptado de (Ghodbane, 1999).....	24
Figura 10: Esquematização a respeito de fontes, receptores e modos de transmissão de calor relativos a um veículo. Adaptado de (Agarwal, 2020).	25
Figura 11: Esquematização de túnel de vento utilizado para simulação. Adaptado de (Santos, 2005).....	29
Figura 12: Dimensões das superfícies do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).	31
Figura 13: Diagrama P-h e suas principais regiões. Adaptado de (Mesquita, 2009).	34
Figura 14: Representação do ciclo termodinâmico real de compressão de vapor em um diagrama P-h. Adaptado de (Rezende, 20-)	34
Figura 15: Esquematização do ciclo termodinâmico utilizado no projeto. Adaptado de (Parise e Libanio, 2014).	35

Figura 16: "Caracóis" de um compressor do tipo <i>scroll</i> . Enquanto um é fixo, outro gira excentricamente em relação ao primeiro, comprimindo o refrigerante. Adaptado de (Parise e Libanio, 2014).	36
Figura 17: À esquerda: imagem do condensador. À direita: esquematização do funcionamento de um condensador de alumínio do tipo microcanais + aletas. Adaptados de (Parise e Libanio, 2014).	36
Figura 18: Da esquerda para a direita: Montagem, imagem e esquematização do dispositivo de expansão. Adaptado de (Parise e Libanio, 2014).....	37
Figura 19: Evaporador de chapa brasada com aletas. Retirado de (Parise e Libanio, 2014).....	37
Figura 20: Fluido refrigerante utilizado no projeto: R1234yf. Retirado de (Opteon, 2023).	37
Figura 21: Gráfico da carga térmica total em função do número de passageiros (n).....	46
Figura 22: Diagrama P-h para o ciclo de refrigeração analisado, para o fluido R1234yf.	48
Figura 23: Diagrama P-h para a bomba de calor operando em modo de aquecimento.....	50
Figura 24: Variação do COP de aquecimento (COP_a) e de refrigeração (COP_r) <i>versus</i> eficiência isoentrópica do compressor.....	50
Figura 25: Variação do COP de aquecimento (COP_a) e de refrigeração (COP_r) <i>versus</i> superaquecimento.	51
Figura 26: Variação do COP de aquecimento (COP_a) e de refrigeração (COP_r) <i>versus</i> subresfriamento.	51

Lista de Tabelas

Tabela 1: Parâmetros do túnel de vento. Adaptado de (Santos, 2005). ...	30
Tabela 2: Condições do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).	30
Tabela 3: Características das superfícies opacas do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).....	31
Tabela 4: Características das superfícies transparentes do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).....	32
Tabela 5: Novos dados utilizados para cálculo da carga térmica de aquecimento.....	32
Tabela 6: Dados definidos e obtidos no projeto para dimensionamento do sistema. Adaptado de (Parise e Libanio, 2014).....	38
Tabela 7: Resumo dos resultados de carga térmica de refrigeração, incluindo suas respectivas proporções. Adaptado de (Santos, 2005).	45
Tabela 8: Resumo dos resultados obtidos no cálculo de carga térmica de aquecimento.....	46
Tabela 9: Resumo dos resultados obtidos para o modo de refrigeração..	47
Tabela 10: Resumo dos resultados obtidos no modo de aquecimento. ...	49
Tabela 11: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de refrigeração, a 50km/h. Adaptado de (Santos, 2005).	57
Tabela 12: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de refrigeração, a 100km/h. Adaptado de (Santos, 2005).	58
Tabela 13: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de refrigeração, em marcha lenta. Adaptado de (Santos, 2005).	59
Tabela 14: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de aquecimento, a 50km/h.	60
Tabela 15: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de aquecimento, a 100km/h.	61
Tabela 16: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de aquecimento, a 100km/h.	62

1 Introdução

O setor de transportes é um dos poucos da economia que vem apresentando aumento nas emissões de gases do efeito estufa. Na maioria das nações (Sudmant, 2020), este aumento é devido à larga utilização de combustíveis fósseis em carros movidos por motores de combustão interna. Estima-se que o setor é responsável por aproximadamente um quarto das emissões globais de CO₂ (IEA, 2023).

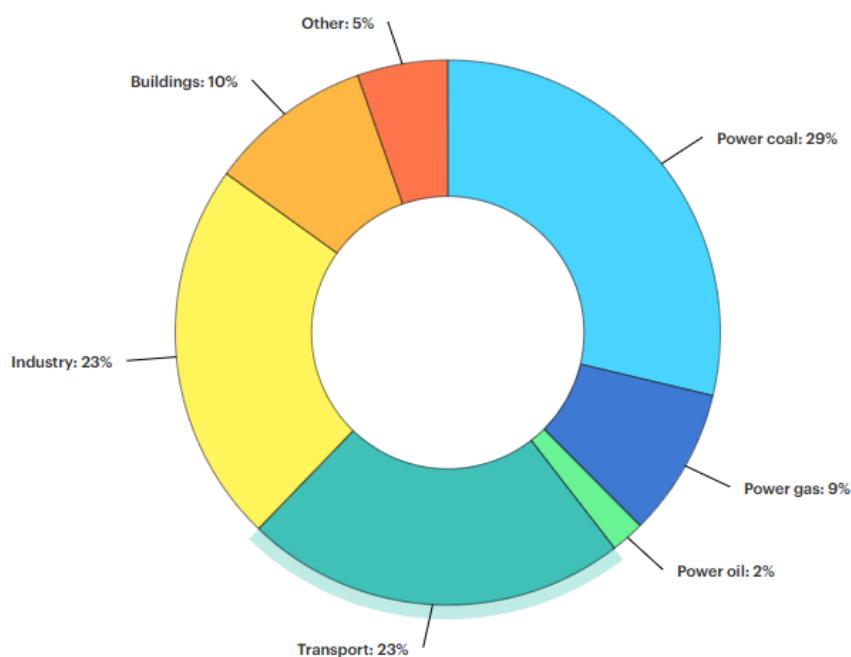


Figura 1: Emissões de CO₂ por setor. Adaptado de (IEA, 2023).

A crescente conscientização a respeito das questões ambientais tem impulsionado o uso de veículos elétricos (VEs) como substitutos dos automóveis equipados com motor a combustão interna, devido aos menores níveis de emissões e poluição gerados. (Zhang, 2018). A gradativa adoção de fontes renováveis de energia por parte de diversos países tem tornado essa substituição ainda mais sustentável, do ponto de vista ambiental. A venda desses automóveis tem crescido de forma exponencial, registrando um aumento de aproximadamente 4% em participações nas vendas em 2020 para 14% em 2022, ou seja, praticamente triplicando em três anos. São esperadas 14 milhões de vendas até o final de 2023, o que

resultaria em aproximadamente 18% das vendas globais de carros, além da projeção de crescimento para os próximos anos (IEA, 2023).

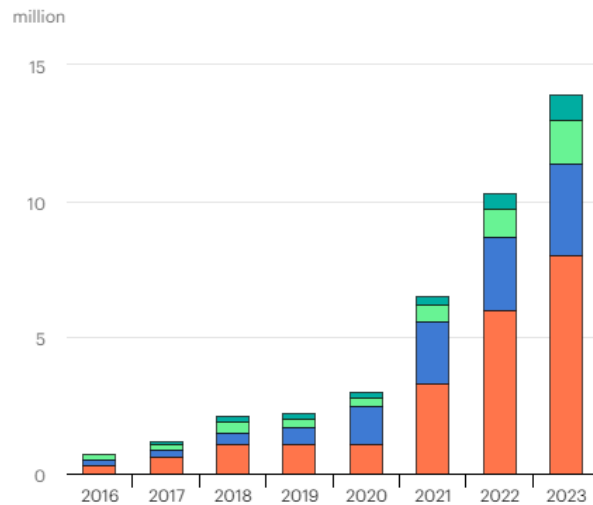


Figura 2: Venda de veículos elétricos por ano, em milhões de unidades. Legenda de cores: Laranja: China; Azul: Europa; Verde claro: EUA; Verde escuro: Outros. Adaptado de (IEA, 2023).

O mercado de veículos elétricos no Brasil acompanha a tendência mundial de crescimento. A figura 3 mostra a crescente presença desses veículos no cenário automotivo nacional, que se assemelha à figura anterior.

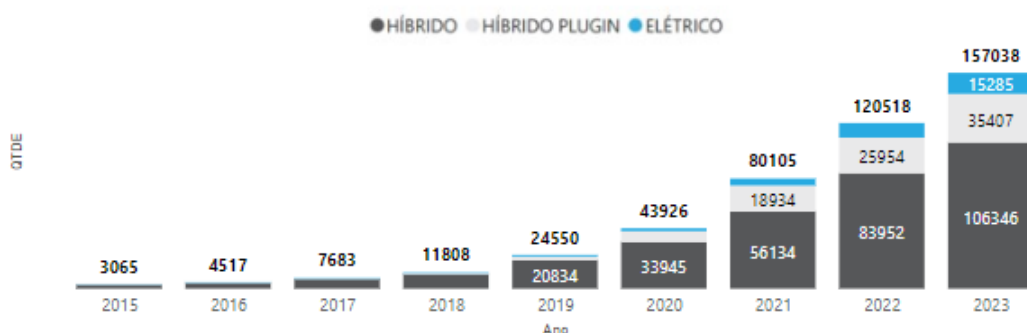


Figura 3: Evolução anual da frota de veículos elétricos no Brasil. Adaptado de (NeoCharge, 2023).

A progressiva massificação dos VEs tem levado a uma maior demanda por pesquisas e desenvolvimento para tais veículos e seus sistemas auxiliares, incluindo o responsável pela climatização. Tal sistema é de suma importância especialmente em regiões de clima frio que enfrentam invernos rigorosos, pois, além de ser incumbido pelo conforto

térmico dos passageiros, por meio do controle da temperatura e umidade relativa, também é um dos responsáveis pela segurança ao evitar embaçamento de vidros e congelamento de partes do automóvel. (Parise, 2022).

Em nome de um esforço generalizado para combater o aquecimento global e as emissões de CO₂, motores mais eficientes e com menor produção de calor de rejeito vêm sendo desenvolvidos. Tanto veículos elétricos híbridos, como puramente elétricos, não possuem calor de rejeito suficiente para garantir o funcionamento adequado do sistema de climatização no inverno de locais que possuem clima frio. Enquanto no inverno um motor a gasolina é capaz de gerar 5kW de calor de rejeito, um motor elétrico a 40° C consegue rejeitar apenas 2kW (Qi, 2014).

Dessa forma o aquecedor (ou ar-condicionado), que é o componente auxiliar que responde pelo maior consumo energético do veículo (Zhang, 2018), necessitará de energia vinda dos bancos de baterias que servem de alimentação para o VE, diminuindo a autonomia disponível para traslado, cenário que se agrava em invernos rigorosos.

Inicialmente, o sistema padrão de aquecimento da cabine dos VEs era composto de uma resistência elétrica que aquecia etilenoglicol, um anticongelante automotivo, por meio da energia disponível nas baterias. Tal modo de operação diminuía a autonomia do veículo entre 30% e 50%. Em 2013, a fabricante Nissan lança o seu modelo elétrico Leaf, que ao invés de utilizar uma resistência elétrica em seu sistema de climatização, traz uma bomba de calor (BC), reduzindo o consumo nas baterias de 7kW para 2kW, para a mesma quantidade de calor produzido, melhorando consideravelmente o decréscimo na autonomia (Batenburg, 2021).

Este trabalho se dedicará, de forma primária, a realizar uma análise termodinâmica de uma bomba de calor reversível, capaz de operar no modo de aquecimento ou refrigeração da cabine de passageiros, por meio da utilização de dados experimentais coletados de uma montagem realizada a partir de componentes de sistemas de climatização disponíveis comercialmente.

2 Fundamentos Teóricos

Bombas de calor (BC) são equipamentos que utilizam energia, em geral elétrica, com o objetivo de aquecer ou refrigerar um ambiente, ao transferir energia térmica de um local para outro por meio de um ciclo termodinâmico. Estes equipamentos realizam essa transferência em sentido oposto ao fluxo natural, retirando calor de um corpo à baixa temperatura e cedendo a um corpo à alta temperatura (Borgnakke, 2013).

Enquanto operam no modo de refrigeração, são denominados refrigeradores, e quando atuam no modo de aquecimento são chamados de bombas de calor, propriamente ditas. Para fins de simplificação, este trabalho utilizará o termo “bomba de calor” de forma indistinta, de modo que a função de operação (aquecimento/refrigeração) será especificada, se necessário.

A figura 4 esquematiza, de forma simplificada, o funcionamento de uma BC no modo de refrigeração: para climatizar um espaço (um quarto, por exemplo), o refrigerador R retira o calor Q_L do mesmo, por meio da realização de um trabalho W , e rejeita calor Q_H para um ambiente quente (ambiente externo, por exemplo). O espaço a ser refrigerado está a uma temperatura mais baixa, T_L , enquanto o ambiente quente está a uma temperatura maior, T_H , sendo $T_L < T_H$.

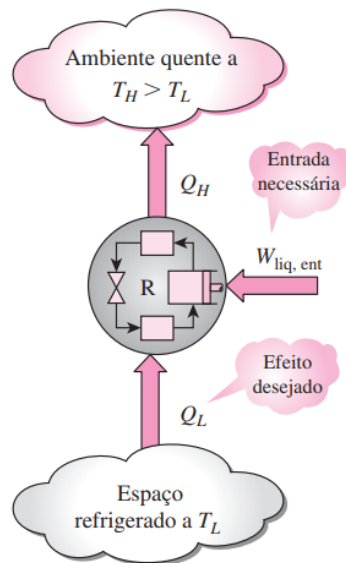


Figura 4: Representação esquemática de uma bomba de calor operando no modo de refrigeração. Retirado de (Çengel, 2013).

No modo de aquecimento, por sua vez, uma bomba de calor funciona da mesma maneira, apenas invertendo o sentido de transferência de calor, como é esquematizado na figura 5: para aquecer um espaço determinado, o equipamento retira calor Q_L de um ambiente frio, por meio de um trabalho W , e fornece calor Q_H ao espaço com maior temperatura. Enquanto o ambiente a ser aquecido está a uma temperatura T_H , o ambiente mais frio está a uma temperatura T_L , sendo $T_L < T_H$.

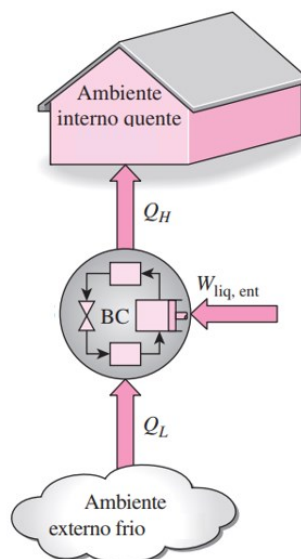


Figura 5: Representação esquemática de uma bomba de calor operando no modo de aquecimento. Adaptado de (Çengel, 2013).

A relação matemática entre o calor fornecido/rejeitado ao ambiente quente (Q_H), o trabalho realizado pela bomba de calor (W) e o calor retirado do ambiente frio (Q_L) é dado pelo princípio de conservação de energia, também conhecido como 1ª Lei da Termodinâmica. A equação é válida tanto para o modo de refrigeração, quanto para o modo de aquecimento, e a unidade das grandezas é dada, geralmente, em kilojoules (kJ) (Çengel, 2013):

$$Q_L + W = Q_H \quad (1)$$

A equação acima também pode ser definida em função das taxas de energia (potência), representadas respectivamente por $\dot{Q}_L, \dot{W}, \dot{Q}_H$, cuja unidade é geralmente expressa em kilowatts (kW).

Entre os diversos ciclos termodinâmicos existentes para bombas de calor, o mais utilizado atualmente é o ciclo por compressão de vapor, devido à sua maior eficiência energética (Gênier, 2013). É composto por 5 elementos principais que formam um ciclo fechado: um compressor, um trocador de calor externo, um dispositivo de expansão, um trocador de calor interno, além de fluido refrigerante que circula no sistema.

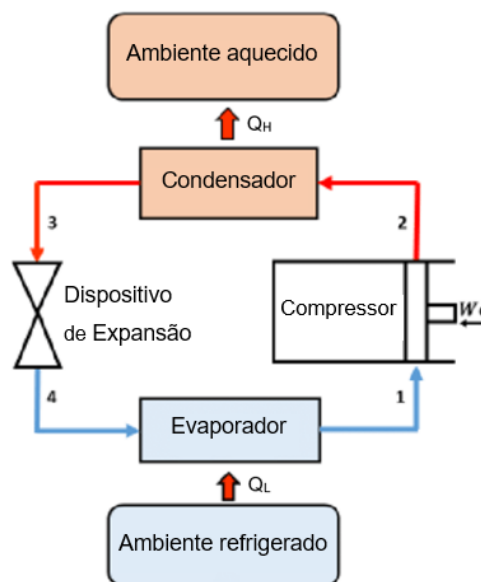


Figura 6: Ciclo de compressão de vapor. Adaptado de (Freitas, 2018).

Os 4 processos que compõem o ciclo são:

- Processo 1 → 2: O ciclo inicia no compressor que recebe trabalho W e comprime o fluido refrigerante, levando-o a um estado de alta pressão e alta temperatura;
- Processo 2 → 3: Em seguida, o fluido chega ao condensador, um trocador de calor no qual rejeita energia térmica Q_H ao ambiente quente, mudando da fase gasosa para a fase líquida;
- Processo 3 → 4: Chegando no dispositivo de expansão, o refrigerante sofre uma redução abrupta de pressão, chegando ao final do processo à baixa pressão e temperatura;
- Processo 4 → 1: O fluido refrigerante, à baixa pressão e temperatura, passa pelo evaporador, o outro trocador de calor, no qual retira calor Q_L do ambiente frio, mudando da fase líquida para a fase gasosa, para então retornar ao compressor e assim reiniciar o ciclo.

O ciclo de compressão de vapor pode ser utilizado tanto para refrigeração quanto para aquecimento, diferindo em apenas um aspecto: quando o objetivo da bomba de calor é refrigerar, o evaporador é mantido dentro do ambiente interno para retirar calor e o condensador é posicionado no lado externo, para que a energia térmica seja rejeitada; porém, quando a BC trabalha no modo de aquecimento ocorre o inverso, ou seja, o condensador é mantido no espaço interno para fornecer calor e o evaporador é disposto no ambiente externo para retirar calor do mesmo (Toigo, 2013).

Uma bomba de calor é dita reversível quando é capaz de trabalhar em ambos os modos de operação: para tal, o equipamento conta com uma válvula reversora, que inverte o fluxo de refrigerante tornando o evaporador um condensador e vice-versa, sem a necessidade de realizar a troca física entre os trocadores de calor (Çengel, 2013). Um condicionador de ar “quente/frio” capaz de refrigerar ou aquecer o ambiente conforme demanda do usuário é um exemplo prático de bomba de calor reversível presente no cotidiano.

A principal métrica de desempenho de bombas de calor é expressa pelo seu Coeficiente de Performance (COP), que também é uma medida de eficiência. O COP é definido como a razão entre a energia desejada e a energia consumida, geralmente em kilojoules (kJ), podendo ser expresso como (Pradelle, 2013):

$$COP = \frac{\text{Energia desejada}}{\text{Energia "paga"}} \quad (2)$$

No caso de bombas de calor que operam em modo de refrigeração, o efeito desejado é retirar calor do ambiente a ser refrigerado, ou seja, a energia desejada é Q_L , enquanto a energia consumida para tal é o trabalho W . O COP para um refrigerador é, então:

$$COP_R = \frac{Q_L}{W} \quad (3)$$

Aplicando a equação (1) na relação acima, é possível obter o COP somente em função das energias térmicas do sistema:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (4)$$

Quando o objetivo da bomba de calor é aquecer, a energia desejada é Q_H , o calor que será fornecido ao espaço que será aquecido, e a energia paga é, mais uma vez, o trabalho W . Desse modo, o COP de aquecimento é definido como:

$$COP_A = \frac{Q_H}{W} \quad (5)$$

Também aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica na razão acima, obtemos o COP somente em função dos calores fornecidos/retirados:

$$COP_A = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad (6)$$

Os coeficientes de performance expressos nas relações (3), (4), (5) e (6), assim como a equação (1), podem ser definidos também em função da sua taxa de energia, apenas substituindo as grandezas Q_L , W e Q_H por

\dot{Q}_L , \dot{W} e \dot{Q}_H , tendo também sua unidade agora expressa geralmente em kilowatts (kW).

Das equações (4) e (6), é possível notar que o COP pode ser maior do que 1, o que significa que a quantidade de calor retirado (Q_L) ou fornecido (Q_H) ao espaço interno pode ser maior do que o trabalho fornecido à bomba de calor, o que pode representar economia de energia consumida ou até financeira (Çengel, 2013).

Uma bomba de calor reversível típica para um veículo elétrico é mostrada na figura a seguir:

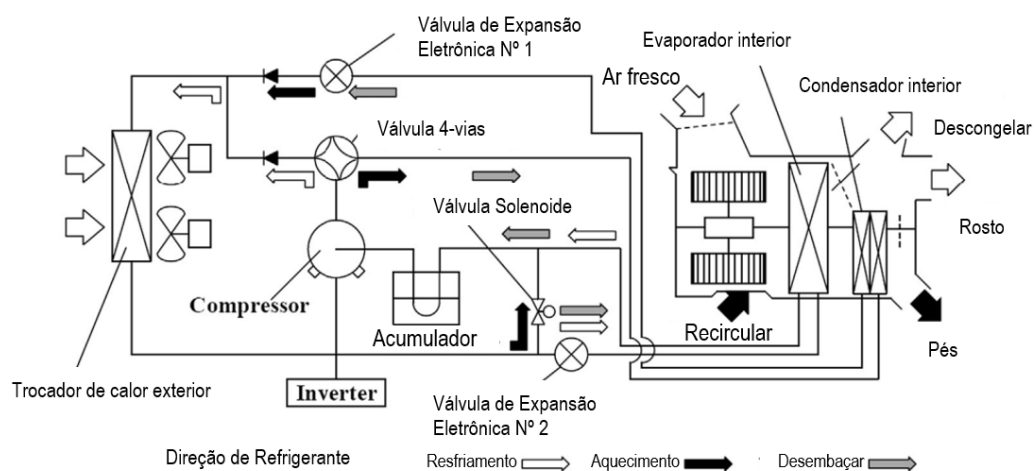


Figura 7: Estrutura e operação de bomba de calor típica para veículos elétricos.

Adaptado de (Suzuki e Ishii, 1996).

Além dos 5 componentes já discutidos do ciclo termodinâmico (compressor, trocador de calor exterior, dispositivo de expansão, trocador de calor interior e fluido refrigerante), a BC conta com outros dispositivos práticos mostrados na figura 7 para garantir a correta operação do sistema, a saber:

- Válvula de 4 vias: também conhecida como válvula reversora, é presente em bombas de calor reversíveis e tem como objetivo direcionar o fluxo de refrigerante segundo o modo de operação (refrigeração/aquecimento);
- Válvula solenoide: válvula eletromecânica capaz de controlar a passagem e a quantidade de fluido refrigerante;

- Acumulador: posicionado antes do compressor, retém fluido refrigerante na fase líquida e permite a passagem na fase gasosa, evitando a presença de líquido no compressor e atuando na segurança do mesmo;
- Válvula de retenção: Permite a passagem de fluido em um único sentido.
- Inversor de frequência: Atua junto ao compressor variando a frequência elétrica e, portanto, a velocidade do compressor segundo a demanda térmica, permitindo-o trabalhar de forma mais eficiente e com maior durabilidade. Nesse caso, o compressor é denominado *Inverter*.
- Ventiladores acoplados aos trocadores de calor: realizam a convecção forçada no evaporador/condensador afim de garantir a correta transferência de calor do fluido refrigerante para o ambiente objetivo.
- Válvula de expansão eletrônica: é o dispositivo de expansão da BC em questão, válvula controlada eletronicamente que ajusta a quantidade de refrigerante a ser expandido, conforme demanda térmica. Em uma bomba de calor reversível, são necessárias duas válvulas, uma usada no modo de refrigeração, e outra no modo de aquecimento.

Antes da fabricante Nissan trazer seu modelo Leaf em 2013, como discutido no capítulo anterior, a escolha básica para aquecer a cabine de passageiros de veículos totalmente elétricos (FEV, *full electric vehicle*) era por aquecedores elétricos que funcionavam através de resistência elétrica. A eficiência de um aquecedor elétrico é no máximo 1, o que significaria que toda a energia consumida no aquecedor seria convertida em calor para a cabine. Por outro lado, uma bomba de calor com eficiência (COP) superior a 1 resultaria em um consumo menor de energia, exigindo menos energia vinda das baterias e consequentemente assegurando maior autonomia ao veículo, uma vez que a bomba retira parte do calor necessário do ambiente externo, e não somente do trabalho elétrico vindo das baterias.

Após essa inovação, os veículos totalmente elétricos são dotados geralmente de uma bomba de calor reversível aliada a um aquecedor elétrico auxiliar (Qi, 2014). O próximo subcapítulo se dedicará a apresentar diversos sistemas disponíveis na literatura de refrigeração e aquecimento para veículos elétricos.

3 Revisão Bibliográfica

Diferentes tecnologias relacionadas às bombas de calor (BC) usadas em veículos elétricos vêm sendo estudadas principalmente com o intuito de tornar o consumo de energia mais eficiente. As bombas de calor dotadas de ciclo de compressão de vapor são as mais utilizadas em automóveis, sejam movidos a motores de combustão interna (MCI) ou motores elétricos, devido ao baixo custo, fácil manutenção e reposição, maior coeficiente de performance (COP) e desejo das montadoras em manter compatibilidade direta das BCs de veículos com MCI e veículos elétricos (Qi, 2014).

Suzuki e Ishii (1996) apresentaram uma das propostas pioneiras de bombas de calor reversível para veículos elétricos usando o R134a, fluido refrigerante mais utilizado para sistemas automotivos. O sistema proposto possuía uma válvula de 4-vias, duas válvulas de expansão e diversas válvulas de retenção, utilizadas para reverter a direção do fluxo de refrigerante e conseqüentemente o sentido do ciclo, sendo possível usar a BC para resfriar ou aquecer a cabine dos passageiros. Os resultados experimentais mostraram capacidade de refrigeração e aquecimento sob temperaturas ambiente de 40°C e -10°C de 2,9kW e 2,3kW, respectivamente, e os COPs foram 2,9 e 2,3, respectivamente.

Promme (2001) notou que a superfície do trocador de calor externo apresentava congelamento em temperaturas abaixo de -10°C. Ele propôs uma BC que contaria com uma fonte adicional de calor, aproveitando a energia térmica de rejeito da bateria principal, do motor elétrico e da unidade de controle de energia; além disso, também foi projetado um dispositivo de expansão/acumulador bi-direcional, capaz de realizar a função de acumulador e de dispositivo de expansão, além da filtragem e secagem de fluido refrigerante. Esse dispositivo permitiu a otimização do sistema, substituindo quatro válvulas (2 válvulas de expansão e 2 válvulas de retenção).

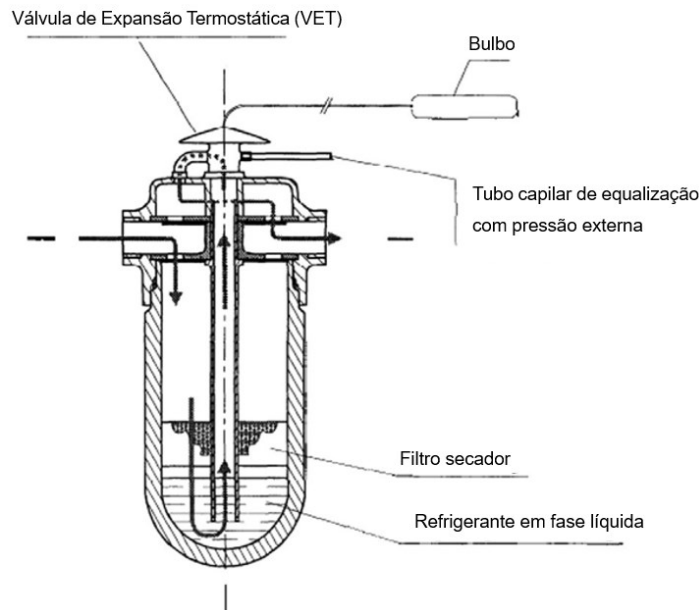


Figura 8: Dispositivo bi-direcional de expansão/acumulador. Adaptado de (Promme, 2001).

Os resultados de bancada apontaram uma capacidade de aquecimento de 2,5kW a uma temperatura ambiente de -10°C , sendo 0,5kW obtido de calor de rejeito da bateria. Nesta condição, a economia de energia na bateria principal foi estimada em aproximadamente 15%, se comparada com um sistema de aquecimento PTC (uma evolução do aquecedor elétrico), além de menor possibilidade de congelamento do trocador de calor externo e maior estabilidade em condições de inverno, se comparada com uma BC convencional. Quanto ao modo de refrigeração, foi possível alcançar uma temperatura de 24°C mais rapidamente se comparado também a um sistema de bomba de calor convencional.

Bilodeau (2001) propôs um sistema de controle climático integrado chamado Bomba de Calor Regenerativa de Alta Performance (RHP2). Nesse sistema, o calor de rejeito liberado durante a operação exotérmica da bateria e a energia térmica recuperada do ar viciado eram reaproveitados. O sistema tinha um COP relativamente alto, de 2,9, mesmo sob condições severas de direção no laboratório. A performance real num caminhão de serviços de entrega mostrou que o sistema poderia operar sem diminuição do COP mesmo em condições de temperaturas baixíssimas, como -25°C . Contudo, a especificação das componentes e os resultados no modo de refrigeração não foram divulgados.

Além dos trabalhos acima citados que utilizaram o fluido R134a, alguns projetos foram realizados utilizando CO₂ (R744) como fluido refrigerante: os primeiros protótipos de BC para veículos com esse refrigerante foram realizados pelo Centro de Ar-Condicionado e Refrigeração da Universidade de Illinois. Durante tais pesquisas, foram obtidos alguns resultados como maior capacidade de aquecimento, maior COP, e menor volume de compressão, apesar do trocador de calor não ser perfeito. O teste de climatização inicial transiente mostrou que tal sistema foi capaz de entregar a maior capacidade de aquecimento a cabine quando necessário (Giannavola, 2000). Kim et al. (2004) obtiveram resultados que mostram que as bombas de calor com CO₂ possuem os mesmos problemas de congelamento do trocador de calor externo e diminuição do COP em condições ambientais muito frias que as BCs com R134a possuem. Tamura et al. (2005) propuseram um sistema de aquecimento com método de controle da pressão intermediária, mantida no trocador de calor externo, para ajustar a quantidade ótima de refrigerante. A performance do sistema foi superior a uma BC dotada de R134a: a razão entre o COP da bomba de calor com CO₂ e o COP do sistema com R134a foi de 1,31.

Outros trabalhos também apresentaram propostas de diferentes bombas de calor para veículos elétricos híbridos: LaScherer et al. (2011) desenvolveram sistemas de bombas de calor com R134a e R152, dotadas de válvula de 3-vias responsável por controlar a direção do fluxo de refrigerante e o modo de operação (aquecimento/refrigeração). Durante o modo de aquecimento, fluido do radiador foi usado como fonte de calor, o que aproveita energia térmica de melhor qualidade e eliminou o problema do congelamento no trocador de calor externo em baixas temperaturas. Somente os resultados relativos ao modo de aquecimento foram divulgados: em regime permanente, o sistema pôde prover mais de 9,0 kW sob temperatura ambiente de -10°C. Em regime transiente, alcançaram o conforto térmico em menor tempo. Porém, essas BCs não estão disponíveis para veículos puramente elétricos por não possuírem a fonte de calor provinda do fluido do radiador. Antonijevic e Heckt (2004) propuseram um sistema de aquecimento com uma bomba de calor

suplementar. O protótipo foi capaz de obter capacidade de aquecimento adicional entre 1,5 e 3,0kW sob diferentes temperaturas ambientes e condições de direção. Os autores também concluíram que o sistema suplementar diminui o tempo para alcançar o conforto térmico em regime transiente, independente da temperatura do motor, além de menor consumo de combustível se comparado a um sistema suplementar padrão, com aquecedor PTC. O B-COOL Project comparou sistemas com R744 (CO₂) em relação a sistemas com R134a para veículos híbridos, obtendo que o sistema com CO₂ consumiu um pouco mais de combustível, à mesma carga térmica, além do significativo maior custo de produção, tornando difícil a redução ao mesmo nível da BC dotada de R134a, devido às tecnologias atuais para CO₂ (Malvicino, 2009).

Além do R134a e R744 (CO₂), outros fluidos refrigerantes possuem potencial como fluido de trabalho de bombas de calor de compressão de vapor para veículos elétricos. Ghodbane (1999) analisou o potencial do R152a e alguns hidrocarbonetos como R290, R600a e RC270 como alternativas ao R134a em sistemas de climatização de veículos elétricos. Também foi analisado um sistema com um ciclo secundário usando R152a, que apresentou boa capacidade de refrigeração e aquecimento apesar do COP do ciclo secundário ser 5~12% menor dependendo do ambiente e das condições de direção. Entre as principais desvantagens do ciclo secundário, é possível citar as conexões complexas do sistema, maior custo de instalação e reparo, além de resposta transiente mais lenta.

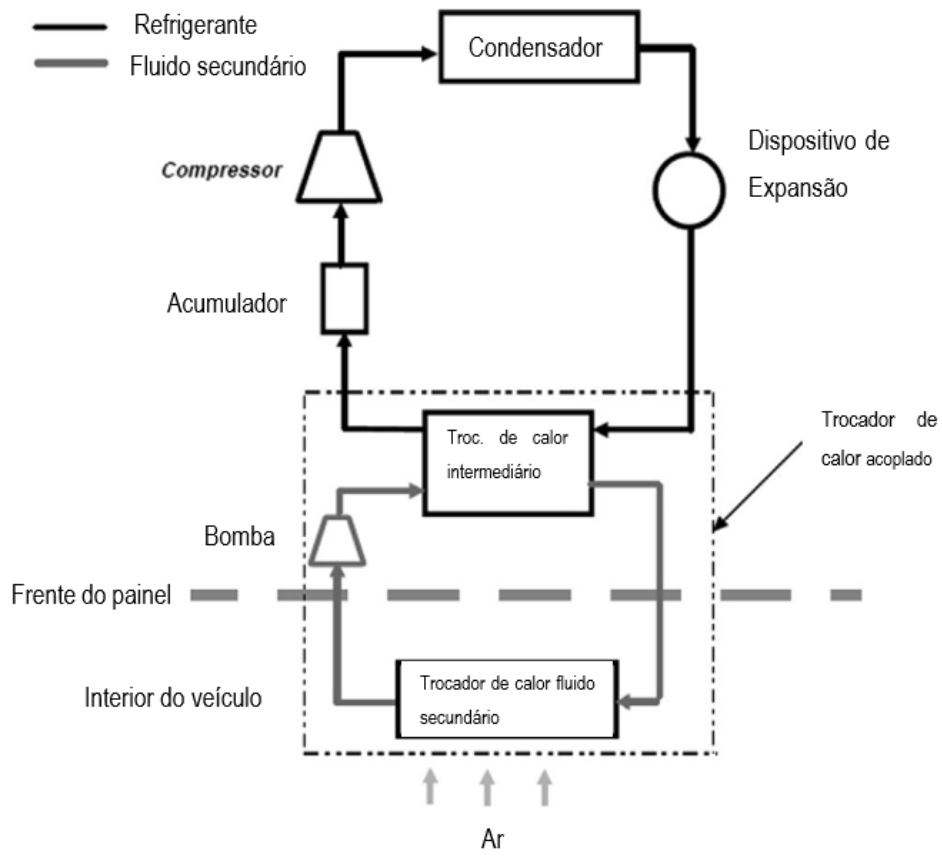


Figura 9: Bomba de calor por ciclo de compressão de vapor com ciclo secundário.
Adaptado de (Ghodbane, 1999).

4 Análise Teórica e Modelagem

4.1 Carga Térmica

O presente trabalho utilizará a metodologia e os dados apresentados por Santos (2005) para determinar a carga térmica, por se tratar do mesmo objeto de estudo: um veículo de fabricação nacional do tipo compacto durante um ensaio de desempenho do sistema de climatização realizado em túnel de vento. Algumas modificações serão realizadas, pois este trabalho lidará com um veículo elétrico ao invés de um veículo à combustão interna.

Para que se realize o correto dimensionamento de um sistema de refrigeração/aquecimento, é necessário determinar a carga térmica do ambiente a ser climatizado. Segundo a ASHRAE (2001), a carga térmica é definida como a taxa de calor que deve ser removida ou fornecida a um determinado local para se manter a temperatura do ar interior em um valor constante.

A figura adiante apresenta uma esquematização a respeito das principais fontes de calor em um veículo, o que é de suma importância para o entendimento e o correto cálculo da carga térmica.

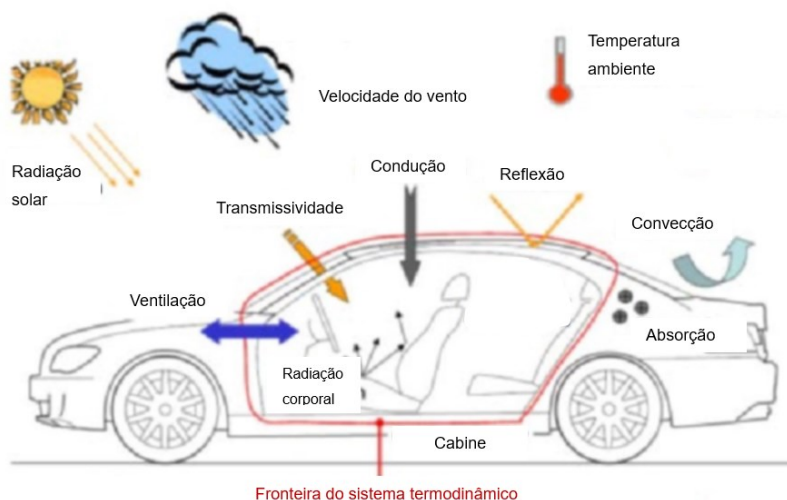


Figura 10: Esquematização a respeito de fontes, receptores e modos de transmissão de calor relativos a um veículo. Adaptado de (Agarwal, 2020).

Para realizar o cálculo, é necessário realizar a aquisição das fontes de calor, sendo elas:

- Radiação solar por meio dos vidros;
- Condução e convecção por meio dos vidros e carroceria;
- Condução e convecção por meio do compartimento do motor;
- Infiltração de ar;
- Emissão de calor por meio dos passageiros;
- Emissão de calor por meio de equipamento internos;

A seguir será apresentado o equacionamento de cada caso descrito acima.

- Radiação solar por meio dos vidros

A taxa de transferência de calor \dot{Q}_S para o interior do veículo via radiação solar direta incidente é (em Watts):

$$\dot{Q}_S = I * \tau * A_v \quad (7)$$

sendo:

I : Incidência solar direta (W/m^2);

τ : Transmissividade relativa à radiação incidente (adimensional);

A_v : Área envidraçada (m^2).

- Condução e convecção por meio dos vidros e carroceria;

É necessário conhecer a temperatura de superfície externa para realizar o cálculo da taxa de calor por meio da condução (\dot{Q}_k). Santos (2001) a define como temperatura ar-sol, que é dada por:

$$T_{ar-sol} = T_e + \frac{\alpha * I}{h_e} \quad (8)$$

sendo:

T_{ar-sol} : Temperatura ar-sol ($^{\circ}C$);

T_e : Temperatura externa ($^{\circ}C$);

α : Absortividade da superfície (adimensional);

I : Incidência solar direta (W/m^2);

h_e : Coeficiente de convecção externa (W/m^2-K).

A taxa de calor obtida é dada, em Watts, por:

$$\dot{Q}_k = \frac{(T_{ar-sol} - T_i) * A}{R_t} \quad (9)$$

sendo:

T_i : Temperatura no interior da cabine ($^{\circ}C$);

A : Área da superfície (m^2);

R_t : Resistência térmica total (m^2-K/W).

A resistência térmica total, por sua vez, é descrita pela seguinte relação:

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{k_i} \quad (10)$$

sendo:

h_i : Coeficiente de convecção do material (m^2-K/W);

e_i : Espessura da camada de material (m);

k_i : Coeficiente de condução do material ($W/m-K$)

- Condução e convecção por meio do compartimento do motor

O calor obtido por meio do motor elétrico depende de sua eficiência. Segundo o Grupo Renault (2021), a energia elétrica não aproveitada para a propulsão do veículo é rejeitada em forma de energia térmica. Logo, uma expressão em Watts para a taxa de ganho de calor via compartimento do motor (\dot{Q}_m) pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_m = (1 - \eta) * Pot \quad (11)$$

sendo:

η : Eficiência do motor (adimensional);

Pot : Potência do motor (W).

- Infiltração de ar

O presente trabalho irá considerar o modo de recirculação para o ar interior, de modo que não haja renovação de ar. No entanto, em função das fendas presentes no veículo, faz-se necessário estimar a infiltração de ar. Devido à complexidade em conhecer cada fenda e suas dimensões, será adotada a vazão total de infiltração estabelecida por Santos (2005), entre 10% e 15% da vazão total do ar interno.

A taxa de calor absorvido pelo ar interno por meio de infiltração (\dot{Q}_i) é calculado em Watts pela seguinte relação:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i * (h_{ext} - h_{int}) \quad (12)$$

sendo:

\dot{m}_i : Vazão mássica de ar infiltrado (kg/s);

h_{ext} : Entalpia do ar externo (J/kg);

h_{int} : Entalpia do ar interno (J/kg).

- Emissão de calor por meio dos passageiros;

Segundo Ruth (1975), cada passageiro (incluindo o motorista) transfere aproximadamente 146,5W de energia térmica ao ar da cabine, de modo que a taxa de calor obtida por meio dos passageiros (\dot{Q}_p) seja expressa em Watts pela simples relação:

$$\dot{Q}_p = 146,5 * n \quad (13)$$

sendo:

n : Número de passageiros (incluindo o condutor) (adimensional).

- Emissão de calor por meio de equipamento internos;

Dentre todos os equipamentos, o único considerado foi o motor do ventilador do sistema de climatização. O calor é obtido dessa fonte por três modos: primeiro, pela conversão direta de energia elétrica em energia térmica, em função da resistência elétrica; em seguida, do atrito entre o eixo e os rolamentos; e finalmente, pela energia cinética obtida pelo ar que passa pelo ventilador, que mais tarde é convertida em energia interna ao perder velocidade no interior da cabine de passageiros. (Santos, 2005). O

ganho de calor dos equipamentos por unidade de tempo é expresso por (em Watts):

$$\dot{Q}_e = V * I_v \quad (14)$$

sendo:

V : Tensão elétrica do ventilador (V);

I_v : Corrente elétrica do ventilador (A).

4.1.1 Refrigeração

Foi utilizado um túnel de vento para reproduzir as condições da estrada, sob o qual o veículo de teste foi submetido a parâmetros constantes, especificados na tabela 1.

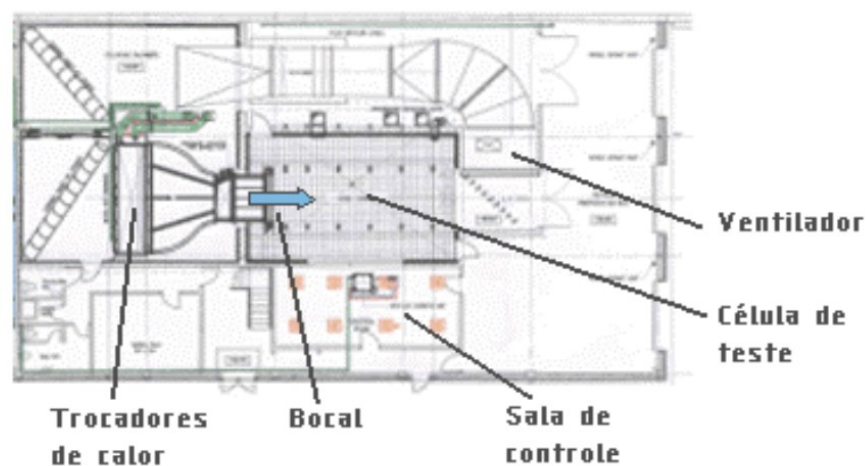


Figura 11: Esquematização de túnel de vento utilizado para simulação. Adaptado de (Santos, 2005).

Tabela 1: Parâmetros do túnel de vento. Adaptado de (Santos, 2005).

Grandeza	Valor	Unidade
Temperatura de bulbo seco ambiente	43	°C
Umidade relativa do ar	40%	-
Carga solar	1000	W/m ²
Velocidade do ar/dinamômetro	50, 100 e zero	km/h

Além dos dados do túnel de vento, é necessário especificar as condições do veículo desligado (antes do teste), obtidas por meio de sensores (quando aplicável):

Tabela 2: Condições do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).

Parâmetro	Situação
Ventilação	Ligada à máxima velocidade
Recirculação de ar	Fechada (100% recirculação)
Temperatura	Frio máximo
Modo de ventilação	Painel (frontal)
Marchas	4 ^a , 5 ^a e neutro (50, 100 e 0km/h, respectivamente)
Temperatura inicial (cabine)	60°C

O teste inicia após a temperatura inicial atingir 60°C, quando o carro é mantido a 50km/h por 30min, em seguida a 100km/h por mais 30min, e finaliza com mais 30min à velocidade nula e motor em baixa rotação. Durante as três velocidades, é realizada a aquisição de dados.

Outros dados importantes são relativos às características constitutivas do veículo, expostos na figura 12 e detalhados nas tabelas a seguir:

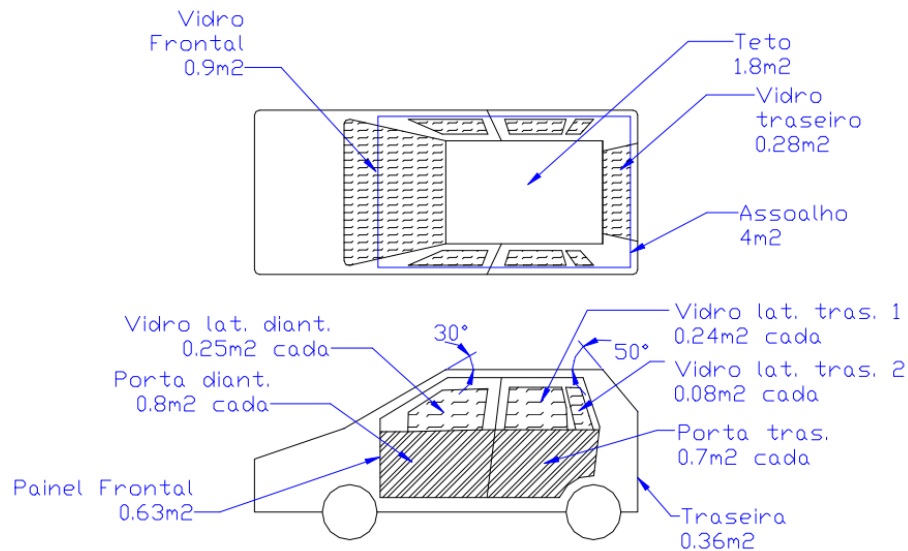


Figura 12: Dimensões das superfícies do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).

A tabela 4 apresenta a área (A), espessura da chapa de aço (e_1), espessura da camada de ar (e_2), espessura da camada de polímero (e_3) que formam cada superfície e seus respectivos coeficientes de condutividade térmica (k_1 , k_2 e k_3). A exceção fica por conta do painel frontal, no qual e_2 e k_2 representam respectivamente a espessura do isolante externo e seu respectivo coeficiente de condutividade térmica, ao invés de uma camada de ar.

Tabela 3: Características das superfícies opacas do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).

Superfície	A	e_1	e_2	e_3	k_1	k_2	k_3
Unidades	[m ²]	[m]			[W/m-K]		
Teto	1,80	0,001	0,03	0,004	59,9	0,028	0,053
Porta dianteira	0,80	0,001	0,15	0,003	59,9	0,028	0,23
Porta traseira	0,70	0,001	0,15	0,003	59,9	0,028	0,23
Traseira	0,36	0,001	0,06	0,003	59,9	0,028	0,23
Assoalho	4,00	0,001	-	0,01	59,9	-	0,053
Painel frontal	0,63	0,001	0,006	0,01	59,9	0,053	0,053

A tabela a seguir adota o padrão da anterior, agora para as superfícies envidraçadas (tanto laminadas – parabrisas -- quanto temperadas) do veículo:

Tabela 4: Características das superfícies transparentes do veículo. Adaptado de (Santos, 2005).

Superfície	A	e₁	k₁
Unidade	[m ²]	[m]	[W/m-K]
Para-brisas	0,90	0,006	0,25
Vidro traseiro	0,28	0,006	1,4
Vidro porta dianteira	0,25	0,006	1,4
Vidro porta traseira	0,24	0,006	1,4
Vidro lateral traseiro	0,08	0,006	1,4

4.1.2 Aquecimento

O trabalho de Santos (2005) não realiza o cálculo de carga térmica de aquecimento, somente de refrigeração. Com isso, este projeto utilizará a metodologia de Santos (2015) aos dados do modo de operação de aquecimento presentes em Parise e Libanio (2014), uma vez que ambos lidam com o mesmo objeto de estudo: sistema de climatização para veículos.

Os novos dados que serão utilizados para o cálculo da carga térmica de aquecimento, além dos dados que serão substituídos, estão representados na tabela a seguir:

Tabela 5: Novos dados utilizados para cálculo da carga térmica de aquecimento.

Grandeza	Valor novo	Valor antigo	Unidade
Temp. bulbo seco	0	43	°C
Irradiação solar	250	1000	W/m ²
Temperatura set.	Quente máx.	Frio máx.	-
Temp. cabine	20	60	°C

O grande diferencial do cálculo de carga térmica de aquecimento em relação ao de refrigeração é que, ao invés de calcular as taxas de ganho de calor, calcula-se as taxas de perda de calor para o ambiente, os quais o sistema de climatização deve compensar e manter uma temperatura de conforto constante. Também não há perda de calor considerável do ambiente para passageiros, equipamentos e pela irradiação solar, uma vez que se tratam de fontes de calor, na realidade. Tais taxas de calor são calculadas e seus resultados são apresentados nas tabelas disponíveis no apêndice, para 50km/h, 100km/h e marcha lenta, sendo resumidos e discutidos nos capítulos 5 e 6.

4.2 Análise do Sistema

A fim de realizar a correta análise do sistema, é necessário definir uma série de parâmetros a respeito da bomba de calor, como as pressões e temperaturas em cada estado, a taxa de energia térmica em cada trocador de calor, a capacidade do compressor, entre outras propriedades termodinâmicas do ciclo. Grande parte dos parâmetros citados anteriormente são bem especificados e explicados por meio do Diagrama de Mollier P-h.

O Diagrama de Mollier é um gráfico bidimensional que representa a relação entre duas grandezas termodinâmicas, como por exemplo, temperatura e volume específico (T-v), entalpia específica versus entropia específica (h-s), entre outros. Também apresentam curvas que representam outras grandezas além das tratadas no eixos vertical e horizontal. O diagrama varia conforme a substância utilizada (Çengel, 2013).

O mais utilizado é o gráfico P-h, que relaciona pressão, representada em sua ordenada, e entalpia, descrita em sua abscissa. Estes gráficos são úteis tanto como meio de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas, tanto por possibilitarem a visualização dos processos que ocorrem em parte do equipamento sob análise, ou no todo (Neto, 20-). A

figura 13 apresenta os principais aspectos do diagrama e a figura 14 apresenta sua relação com os processos termodinâmicos do ciclo em questão:

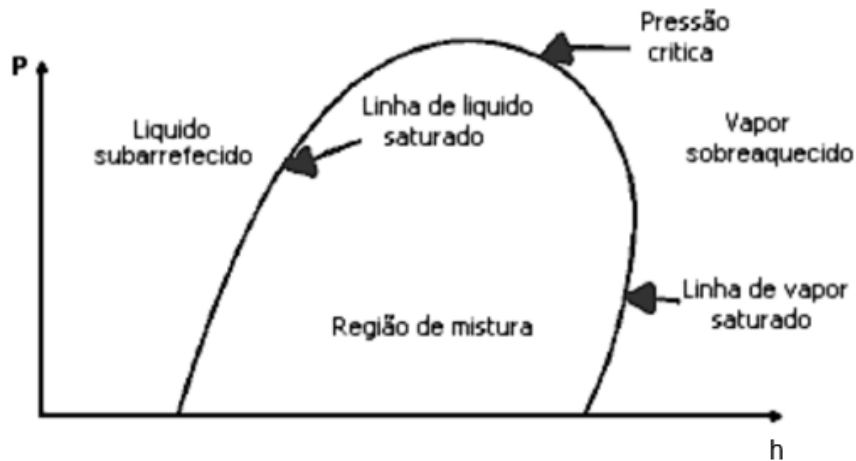


Figura 13: Diagrama P-h e suas principais regiões. Adaptado de (Mesquita, 2009).

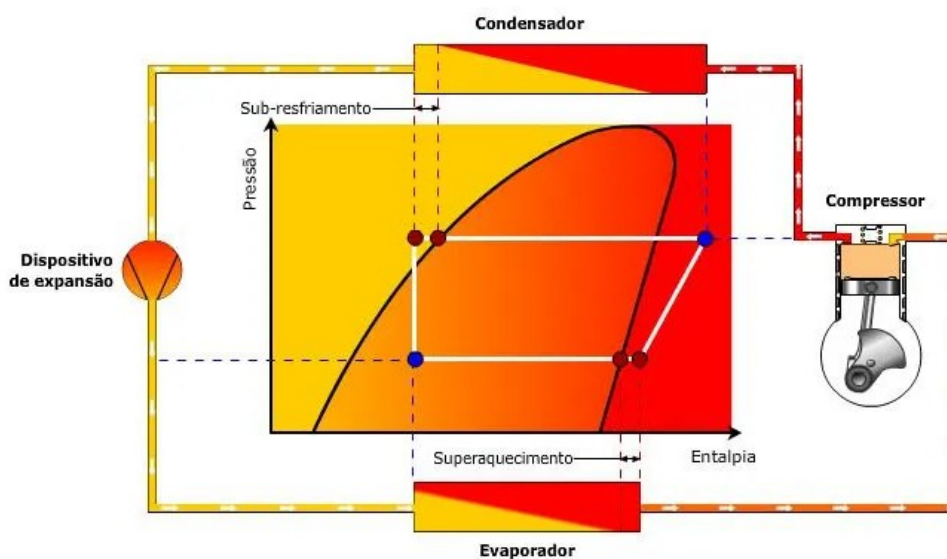


Figura 14: Representação do ciclo termodinâmico real de compressão de vapor em um diagrama P-h. Adaptado de (Rezende, 20-)

A figura 14 apresenta o ciclo de compressão de vapor real, descrito no capítulo 2 deste trabalho, representado em um Diagrama de Mollier P-h, mostrando a possibilidade da análise de um sistema de refrigeração/aquecimento por meio desse diagrama.

A análise termodinâmica da bomba de calor reversível utilizará os dados e seguirá a metodologia aplicada no trabalho de Parise e Libanio (201). Assim como tese de Santos (2005), no qual este trabalho se baseou para calcular a carga térmica, o trabalho de Parise e Libanio (2014) também tomou como base um sistema de climatização voltado para veículos, cujos componentes são comercialmente disponíveis.

O sistema de climatização projetado é uma bomba de calor reversível, capaz de operar tanto no modo de refrigeração, como no modo de aquecimento, e tal modo de funcionamento é definido por meio de uma válvula de 4-vias (ou válvula reversora), capaz de definir o sentido do fluxo de refrigerante e inverter o ciclo. A figura 15 apresenta o esquema proposto:

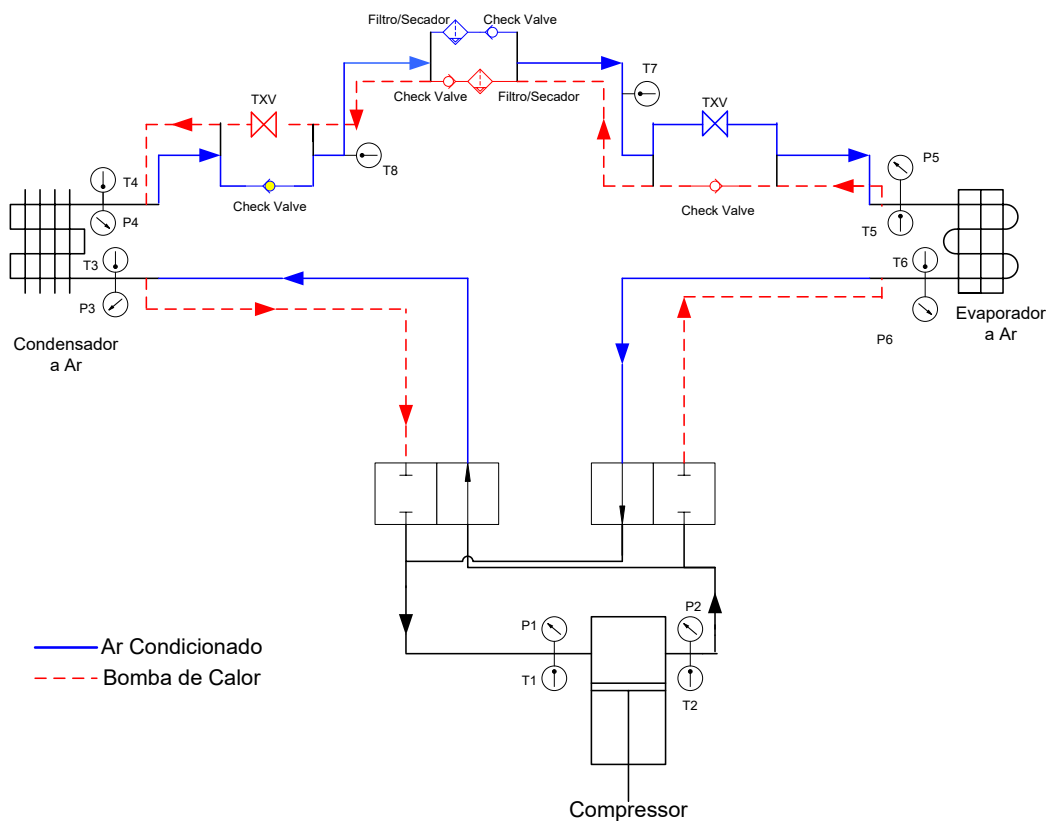


Figura 15: Esquematização do ciclo termodinâmico utilizado no projeto. Adaptado de (Parise e Libanio, 2014).

Dentre o aparato experimental utilizado no trabalho de Parise e Libanio (2014), destacam-se os seguintes componentes do ciclo de compressão de vapor e suas respectivas construções:

- Compressor Denso, tipo scroll, com $60\text{cm}^3/\text{rev}$ de volume deslocado;

- Condensador (trocaador de calor externo) de microcanais e aletas em alumínio, dimensões: 510 x 350 x 25 mm;
- Dispositivo de expansão TXV em bloco;
- Evaporador (trocaador de calor interno) de chapa brasada e aletas em alumínio, dimensões: 245 x 210 x 57mm;
- Fluido refrigerante HFO-1234yf.

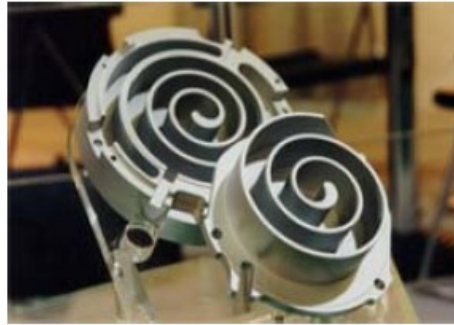


Figura 16: "Caracóis" de um compressor do tipo *scroll*. Enquanto um é fixo, outro gira excentricamente em relação ao primeiro, comprimindo o refrigerante. Adaptado de (Parise e Libanio, 2014).

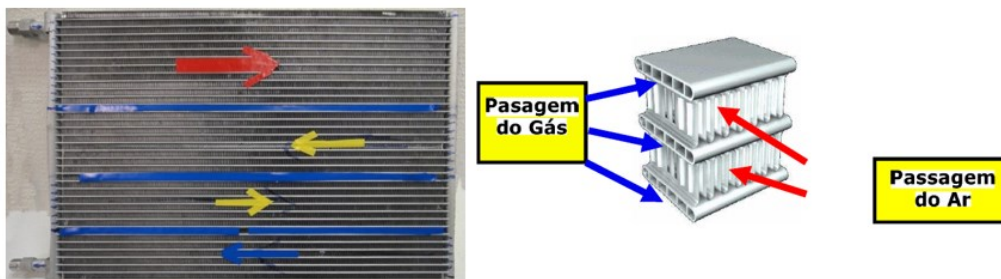


Figura 17: À esquerda: imagem do condensador. À direita: esquematização do funcionamento de um condensador de alumínio do tipo microcanais + aletas. Adaptados de (Parise e Libanio, 2014).

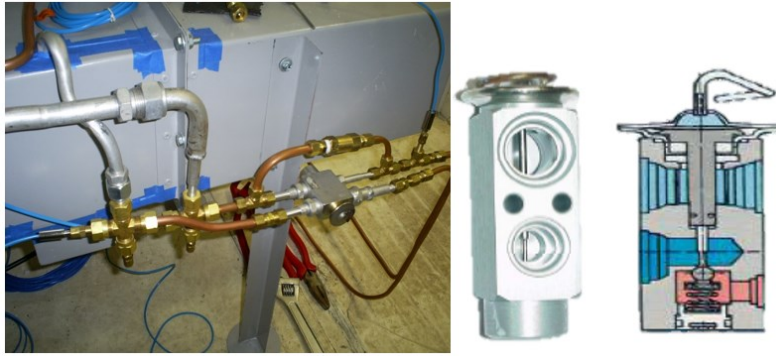


Figura 18: Da esquerda para a direita: Montagem, imagem e esquematização do dispositivo de expansão. Adaptado de (Parise e Libanio, 2014).

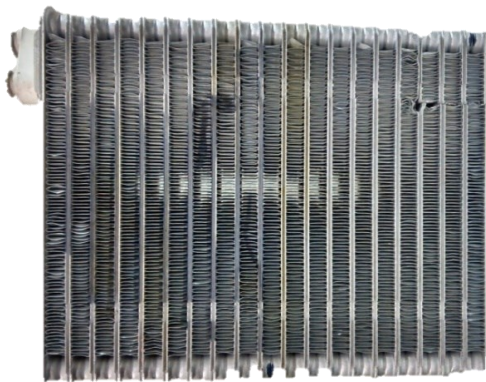


Figura 19: Evaporador de chapa brasada com aletas. Retirado de (Parise e Libanio, 2014)



Figura 20: Fluido refrigerante utilizado no projeto: R1234yf. Retirado de (Opteon, 2023).

Os dados relativos aos componentes do ciclo termodinâmico, e do ar, tanto no modo de refrigeração (resfriamento), quanto aquecimento, são expostos na tabela a seguir:

Tabela 6: Dados definidos e obtidos no projeto para dimensionamento do sistema.

Adaptado de (Parise e Libanio, 2014)

Modo de operação	Resfriamento	Aquecimento
Temperatura externa (°C)	40	0
Temperatura interna – cabine (°C)	25	20
Temperatura de condensação (°C)	55	35
Temperatura de evaporação (°C)	10	-15
Grau de superaquecimento (°C)	30	20
Grau de suresfriamento (°C)	5	5
Eficiência isentrópica do compressor (-)	0,80	0,80
Temperatura de entrada do ar no condensador (°C)	40	0 (*)
Temperatura de saída do ar no condensador (°C)	64,5	25

(*): renovação total (100%) do ar da cabine.

Nos cálculos em que foi necessário encontrar as propriedades termodinâmicas desejadas a partir de outras já conhecidas, foi utilizada uma tabela de propriedades do R1234yf disponibilizada por um dos principais produtores de fluido refrigerante no mercado, a Opteon.

4.2.1 Refrigeração

- Trocador de calor interno (evaporador):

Iniciando a modelagem pelo evaporador, tendo a temperatura de evaporação (T_{ev}), que é a temperatura de saturação de fluido, é possível obter a pressão de saturação no evaporador (P_{ev}) por meio de uma tabela de propriedades termodinâmicas do R1234yf (Opteon, 2018):

$$P_{ev} = P(T_{ev}) \quad (15)$$

A temperatura do estado 1, que também é a temperatura de sucção do compressor (T_1 e/ou T_{suc}), que é a soma da temperatura de saturação no evaporador (T_{ev}) com o grau de superaquecimento, é:

$$T_1 = T_{suc} = T_{ev} + T_{SA} \quad (16)$$

É necessário conhecer ao menos duas propriedades de um estado para defini-lo completamente (fora da região de saturação do fluido). Uma vez que conhecemos a temperatura do estado 1 e sua pressão, que é igual

à pressão no evaporador ($P_1 = P_{ev}$), é possível conhecer suas outras propriedades por meio da tabela de propriedades, incluindo a entalpia, necessária para montar o diagrama P-h relativo ao ciclo em análise:

$$h_1 = h(T_1; P_1) \quad (17)$$

Assumindo que a taxa de calor trocado no evaporador (\dot{Q}_L) é igual à carga térmica de refrigeração calculada no subcapítulo 4.1, a 50km/h, temos:

$$\dot{Q}_L = 2987,5 \text{ W} = 10.193,77 \text{ BTU/h} \quad (18)$$

Este dado é útil para definir a capacidade do sistema e será útil posteriormente para encontrar a vazão mássica do sistema.

- Trocador de calor externo (condensador):

Os cálculos relativos ao condensador seguem a metodologia aplicada ao evaporador: conhecendo a temperatura de saturação no condensador (T_{cd}), é possível encontrar a pressão de saturação no mesmo (P_{cd}), por meio da tabela de propriedades termodinâmicas:

$$P_{cd} = P(T_{cd}) \quad (19)$$

A temperatura do estado 3, que também é a temperatura de saída do condensador (T_3), é a diferença entre a temperatura de saturação no condensador (T_{cd}) e o grau de subresfriamento, ou seja:

$$T_3 = T_{cd} - T_{SR} \quad (20)$$

Conhecidas a temperatura e a pressão do estado 4, que é igual à pressão no condensador, e sua pressão ($P_3 = P_{cd} = 1464,71\text{kPa}$), é possível conhecer suas outras propriedades por meio da tabela de propriedades, incluindo a entalpia, que como já foi discutido, é necessária para montar o diagrama P-h relativo ao ciclo em análise:

$$h_3 = h(T_3; P_3) \quad (21)$$

- Dispositivo de expansão:

Assumindo a hipótese de expansão isoentálpica, temos que:

$$h_4 = h_3 \quad (22)$$

Conhecidas as entalpias h_4 e h_1 , além da taxa de troca de calor no evaporador (\dot{Q}_L), é possível determinar a vazão mássica do sistema:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_L}{h_1 - h_4} \quad (23)$$

- Compressor:

A análise do compressor nos permite encontrar a entalpia ao final da compressão (h_2) e então determinar por completo o diagrama P-h.

A eficiência do compressor, informada na tabela como 0,8, é dada pela relação a seguir:

$$\eta = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} = 0,8 \quad (24)$$

sendo h_{2s} a entalpia do processo 100% eficiente ($\eta = 1$), que é isoentrópico (mesma entropia, no caso, $s_1 = s_2$) e possível de ser obtido por meio da tabela de propriedades termodinâmicas. Mas, para evitar interpolações e facilitar os cálculos, a entropia s_{2s} e a entalpia h_{2s} foram obtidas por meio do software online TLK Energy (2023), segundo as relações abaixo:

$$s_{2s} = s_1 = s(T_1; P_1) \quad (25)$$

$$h_{2s} = h(s_{2s}; P_2) \quad (26)$$

Conhecendo o valor de h_{2s} , é possível reapplicá-lo na relação 24 e resolver a equação para h_2 :

$$h_2 = h_1 - \frac{h_1 - h_{2s}}{\eta} \quad (27)$$

Com o valor de h_2 , é possível obter o valor de T_2 , também obtida do software online TLK Energy (2023), para evitar o cálculo de interpolações:

$$T_2 = T(P_2, h_2) \quad (28)$$

O trabalho no compressor é, então:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (29)$$

O COP de refrigeração para esta bomba de calor é:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{cp}} \quad (30)$$

É relevante a comparação do COP do ciclo termodinâmico em questão, dado na equação anterior, com o COP máximo que o ciclo pode obter. Para isso, considera-se o ciclo real abordado neste trabalho como um ciclo de Carnot (inverso), que é tido como ideal. O COP de Carnot é dado por (Çengel, 2013):

$$COP_{R,max} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{cp}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (31)$$

4.2.2 Aquecimento

- Trocador de calor interno (condensador):

Assim como no modo de refrigeração, é possível obter a pressão de saturação do trocador de calor interno (P_{cd}) por meio da temperatura de saturação do mesmo (T_{cd}), através do uso de tabela termodinâmica:

$$P_{cd} = P(T_{cd}) \quad (32)$$

Em seguida, calculamos a temperatura no estado 3 (T_3), que é a diferença entre a temperatura de saturação do condensador (T_{cd}) e o grau de subresfriamento (T_{SR}):

$$T_3 = T_{cd} - T_{SR} \quad (33)$$

Conhecendo a temperatura e a pressão do estado 3, é possível definir a entalpia do estado, com auxílio do software online TLK Energy:

$$h_3 = h(T_3; P_3) \quad (34)$$

Assumindo que a taxa de calor trocado no condensador (\dot{Q}_H) é igual à carga térmica de aquecimento calculada no subcapítulo 4.1, a 50km/h, temos:

$$\dot{Q}_H = 964,5 \text{ W} = 3290,87 \text{ BTU/h} \quad (35)$$

- Trocador de calor interno (evaporador):

Mais uma vez aproveitamos a relação entre a temperatura de saturação do evaporador (T_{ev}) e a pressão de saturação do evaporador (P_{ev}) para defini-la:

$$P_{ev} = P(T_{ev}) \quad (36)$$

A temperatura do estado 1 (T_1) é dada pela soma da temperatura de saturação (T_{ev}) com o grau de superaquecimento (T_{SA}), conforme relação a seguir:

$$T_1 = T_{suc} = T_{ev} + T_{SA} \quad (37)$$

Assim, é possível definir a entalpia do estado 1 (h_1) através da tabela de propriedades termodinâmicas ou por meio do software, utilizando a temperatura do estado 1 (T_1) e a pressão do estado 1, que é a própria pressão de saturação no evaporador ($P_1 = P_{ev}$):

$$h_1 = h(T_1; P_1) \quad (38)$$

- Dispositivo de expansão:

Assumindo a hipótese de expansão isoentálpica, temos:

$$h_4 = h_3 \quad (39)$$

- Compressor

A partir da eficiência do compressor e da entropia, é possível definir a entalpia do estado 2:

$$\eta = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \quad (40)$$

sendo h_{2s} a entalpia do processo 100% eficiente ($\eta = 1$), que é isoentrópico (mesma entropia, ou seja, $s_1 = s_2$) e possível de ser obtido por meio da tabela de propriedades termodinâmicas. Mas, para evitar interpolações e facilitar os cálculos, a entropia s_{2s} e a entalpia h_{2s} foram obtidas por meio do software online TLK Energy (2023), segundo as relações abaixo:

$$s_{2s} = s_1 = s(T_1; P_1) \quad (41)$$

$$h_{2s} = h(s_{2s}; P_2) \quad (42)$$

Conhecendo o valor de h_{2s} , é possível reapplicá-lo na relação 40 e resolver a equação para h_2 :

$$h_2 = h_1 - \frac{h_1 - h_{2s}}{\eta} \quad (44)$$

Com o valor de h_2 , é possível obter o valor de T_2 , também obtida do software online TLK Energy (2023), para evitar o cálculo de interpolações:

$$T_2 = T(P_2, h_2) \quad (45)$$

Conhecidas as entalpias h_2 e h_3 , além da taxa de troca de calor no condensador (\dot{Q}_H), é possível determinar a vazão mássica do sistema:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_H}{h_2 - h_3} \quad (46)$$

O trabalho no compressor é dado por:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (47)$$

O COP de aquecimento desta bomba de calor é dado por:

$$COP_A = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{cp}} \quad (48)$$

O COP de aquecimento de Carnot, que representa o COP máximo que o ciclo termodinâmico pode obter, é dado por (Çengel, 2013):

$$COP_{A,max} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{cp}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (32)$$

O capítulo seguinte apresentará os resultados obtidos ao aplicar os parâmetros e dados nas equações descritas neste capítulo, tanto no cálculo de carga térmica, quanto no cálculo quanto da análise da bomba de calor proposta, incluindo o COP e o diagrama P-h do sistema.

5 Resultados e Discussão

5.1 Carga Térmica

Como discutido anteriormente, o presente trabalho utilizará os dados de Santos (2005) para realizar os cálculos de carga térmica, por tratar-se de objeto de estudo similar, de modo que eventuais adaptações serão aplicadas e indicadas.

5.1.1 Refrigeração

Aplicando os dados e parâmetros (especificados nas tabelas do apêndice) nas suas respectivas equações expostas na seção 4.1, retornam o valor procurado da taxa de calor, para cada fonte de calor. A tabela a seguir mostra os resultados obtidos:

Tabela 7: Resumo dos resultados de carga térmica de refrigeração, incluindo suas respectivas proporções. Adaptado de (Santos, 2005).

	50km/h		100km/h		Marcha lenta	
Condução [W]	717,2	24,01%	734,2	23,60%	768,4	33,68%
Radiação solar [W]	524,6	17,56%	524,6	16,86%	524,6	22,99%
Infiltração [W]	757,2	25,35%	864,3	27,78%	0	0,00%
Passageiros [W]	732,5	24,52%	732,5	23,54%	732,5	32,11%
Ventiladores [W]	256	8,57%	256	8,23%	256	11,22%
Total [W]	2987,5		3111,6		2281,5	

Um gráfico de interesse é variação da carga térmica em função do número de passageiros, que é apresentado no gráfico a seguir:

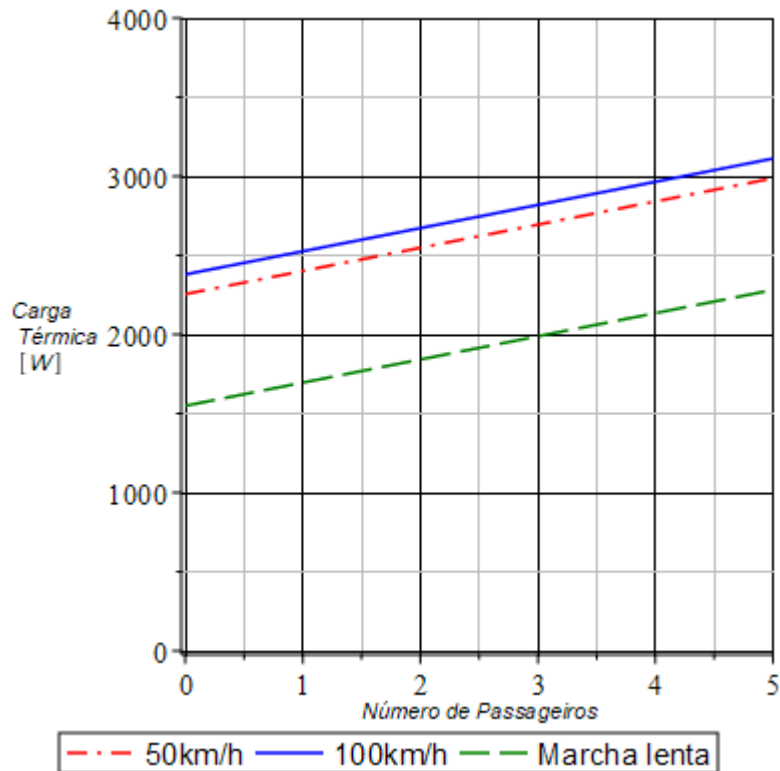


Figura 21: Gráfico da carga térmica total em função do número de passageiros (n).

5.1.2 Aquecimento

Após realizar os cálculos segundo as equações expostas no capítulo 4, chegam-se aos resultados resumidos na tabela a seguir, agrupados pelo modo de operação (a 50km/h, a 100km/h ou à marcha lenta), além de apresentar a proporção de cada taxa de perda de calor:

Tabela 8: Resumo dos resultados obtidos no cálculo de carga térmica de aquecimento.

	50km/h		100km/h		Marcha lenta	
Condução [W]	327,6	33,96%	447,12	41,24%	555,49	100,00%
Infiltração [W]	636,95	66,04%	636,95	58,76%	0	0,00%
Total [W]	964,55		1084,1		555,49	

5.2 Análise do Sistema

A análise termodinâmica da bomba de calor reversível utilizará os dados e seguirá a metodologia aplicada no trabalho de Parise e Libanio (2014). Assim como a tese de Santos (2005), no qual este trabalho se baseou para calcular a carga térmica, o trabalho de Parise e Libanio (2014) também tomou como base um sistema de climatização voltado para veículos, cujos componentes são comercialmente disponíveis.

A tabela a seguir resume os resultados obtidos da análise da bomba de calor operando no modo de refrigeração:

Tabela 9: Resumo dos resultados obtidos para o modo de refrigeração.

	Grandeza	Valor	Unidade
Estado 1	T_1	40	°C
	P_1	437,53	kPa
	h_1	398,8	kJ/kg
Estado 2	T_2	84,5	°C
	P_2	1464,71	kPa
	h_2	430,4	kJ/kg
Estado 3	T_3	50	°C
	P_3	1464,71	kPa
	h_3	269,7	kJ/kg
Estado 4	T_4	10	°C
	P_4	437,53	kPa
	h_4	269,7	kJ/kg
Geral	\dot{m}	0,0231	kg/s
	\dot{W}	727,65	W
	\dot{Q}_L	2987,5	W
	\dot{Q}_L	10193,35	BTU/h
	COP_R	4,1	-
	$COP_{R,max}$	6,3	-

A figura abaixo representa o Diagrama de Mollier P-h para esta bomba de calor operando em modo refrigeração, com os respectivos parâmetros de temperatura e pressão descritos, além das curvas isotermas em roxo e o ciclo termodinâmico dado pelo trapézio azul:

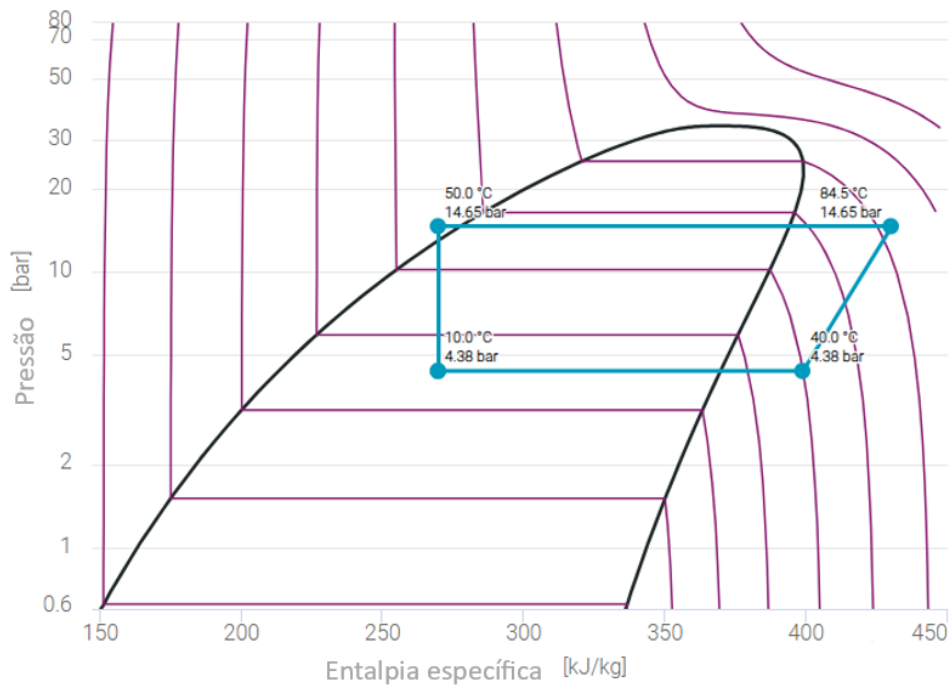


Figura 22: Diagrama P-h para o ciclo de refrigeração analisado, para o fluido R1234yf.

A tabela a seguir apresenta os resultados para o modo de aquecimento:

Tabela 10: Resumo dos resultados obtidos no modo de aquecimento.

	Grandeza	Valor	Unidade
Estado 1	T_1	5	°C
	P_1	183,72	kPa
	h_1	370,9	kJ/kg
Estado 2	T_2	58,2	°C
	P_2	895,21	kPa
	h_2	410,4	kJ/kg
Estado 3	T_3	30	°C
	P_3	895,21	kPa
	h_3	250,5	kJ/kg
Estado 4	T_4	-15	°C
	P_4	183,72	kPa
	h_4	250,5	kJ/kg
Geral	\dot{m}	0,00603	kg/s
	\dot{W}	238,18	W
	\dot{Q}_H	964,5	W
	\dot{Q}_H	3290,87	BTU/h
	COP_A	4,34	-
	$COP_{A,max}$	6,2	-

O diagrama de Mollier P-h associado a este ciclo é mostrado na figura abaixo:

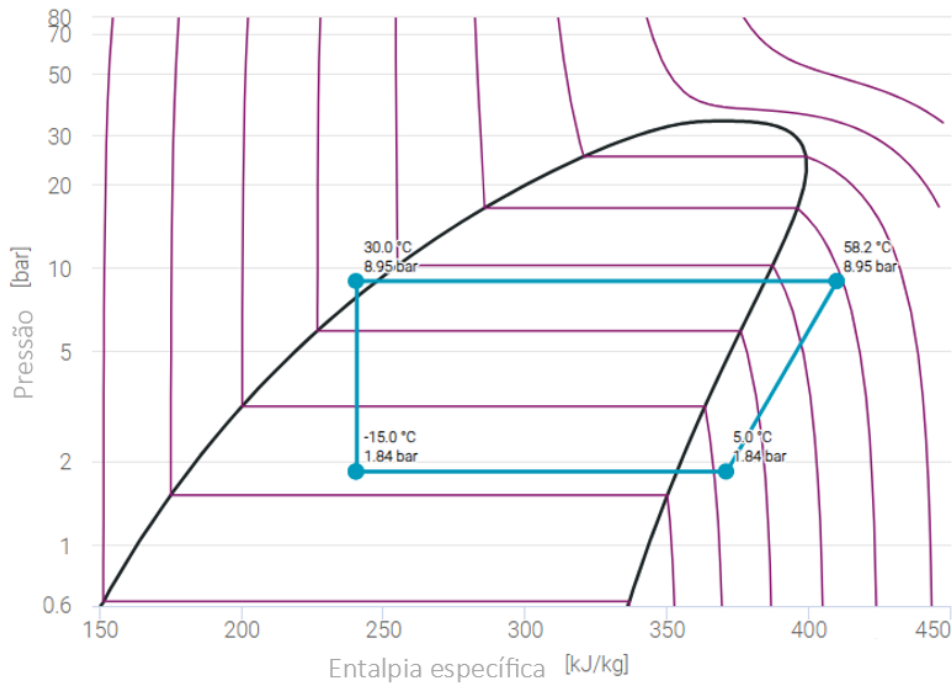


Figura 23: Diagrama P-h para a bomba de calor operando em modo de aquecimento.

Entre os gráficos de interesse, destacam-se a variação do coeficiente de performance (COP) da bomba de calor, em ambos os modos, variando com alguns parâmetros, especialmente a eficiência isoentrópica do compressor, o superaquecimento e o subresfriamento, como mostrados nas figuras a seguir:

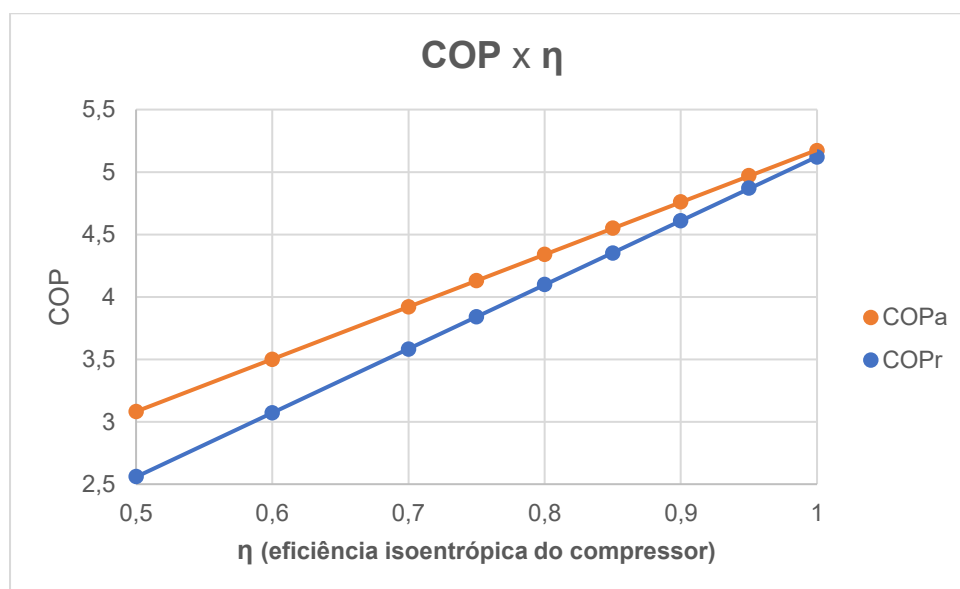


Figura 24: Variação do COP de aquecimento (COPa) e de refrigeração (COPr) versus eficiência isoentrópica do compressor.

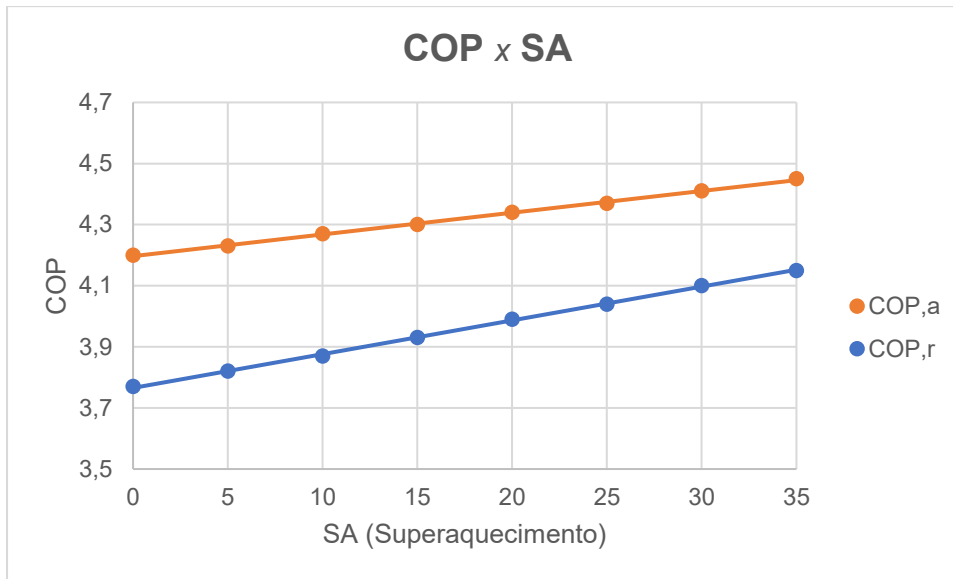


Figura 25: Variação do COP de aquecimento (COP,a) e de refrigeração (COP,r) versus superaquecimento.

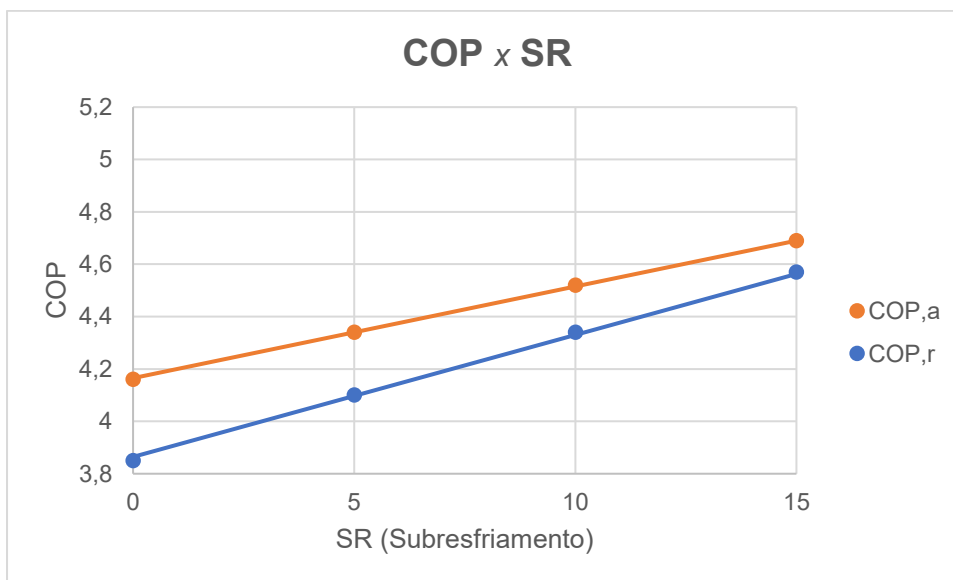


Figura 26: Variação do COP de aquecimento (COP,a) e de refrigeração (COP,r) versus subresfriamento.

6 Conclusão

Neste trabalho foi realizada a modelagem de uma bomba de calor com ciclo de compressão de vapor destinada a um veículo elétrico, capaz de operar em ambos os modos de refrigeração e aquecimento.

A modelagem foi realizada utilizando o fluido HFO-1234yf, um refrigerante de menor impacto ambiental quando comparado ao HFC-134a, que é o fluido mais utilizado atualmente em sistemas de climatização automobilísticos.

Este relatório se baseou em dois trabalhos: no de Santos (2005), que realizou o cálculo de carga térmica com dados experimentais para um sistema de climatização de um veículo, e no de Parise e Libanio (2014), que realizaram a modelagem de uma bomba de calor reversível também utilizando dados obtidos experimentalmente, para um veículo elétrico.

Foi analisado, entre outros parâmetros, o COP da bomba de calor operando nos dois modos, o diagrama P-h de cada ciclo e os estados termodinâmicos do sistema de climatização. Os resultados mostraram-se condizentes com a literatura disponível e possíveis do ponto de vista termodinâmico, se comparados ao ciclo termodinâmico ideal (ciclo de Carnot inverso).

Finalmente, recomenda-se para trabalhos futuros a modelagem utilizando outros refrigerantes com baixo impacto ambiental, como CO₂ (R744) e R600a, por exemplo, além de ampliar o cálculo da carga térmica por meio da adição da parcela de calor latente.

Referências

AGARWAL, A., MARUMO, R., MOLWANE, O.B., PITSO, I. (2020). **Transient Thermal Analysis of Vehicle Air Conditioning System by Varying Air Vent Location**. In: Praveen Kumar, A., Dirgantara, T., Krishna, P.V. (eds) *Advances in Lightweight Materials and Structures*. Springer Proceedings in Materials, vol 8, Singapore, 2020.

ANTONIJEVIC, D., HECKT, R. **Heat pump supplemental heating system for motor vehicles**. Proc. Inst. Mech. Eng. Part. D; J Autom. Eng. 2004:218(10):111-5.

ASHRAE, **Handbook of Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc, New York, 2001.

BATENBURG, C. V. Pumping EV Heat. **SAE International**. Massachusetts, jul. 2021. P. 6-8. Entrevista.

BILODEAU, S. **High Performance Climate Control for Alternative Fuel Vehicle**; SAE Technical Paper No. 2001-01-1719; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2001

BORGNAKKE, C., SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8.ed. Michigan: Edgard Blücher, 2013. 730p.

ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7.ed. Nova Iorque: McGraw Hill, 2013. 1020p.

FREITAS, E., ROSA, J. S. **Análise de desempenho de um túnel de congelamento em uma empresa do setor alimentício**. In: Mercofrio - 11º Congresso Internacional de Ar-Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação. 2018.

GÊNIER, F. S., COSTA, A.O.S, JUNIOR, E.F.C. **Ciclos de refrigeração: conceitos e estudos de eficiência**. ENCICLOPÉDIA BIOSFERA, Centro Científico Conhecer - Goiânia, Vol. 9, N.16, pp. 2878-2893.

GHODBANE, M. **An investigation of R152a and hydrocarbon refrigerants in mobile air conditioning**. SAE Technical Paper no. 1999-01-0874. SAE International: Warrendale, PA, USA, 2009.

GIANNAVOLA, M., MURPHY, R., YIN, J., KIM M-H, BULLARD C., HRNJAK, P. **Experimental Investigations of an automotive heat pump prototype for military, SUV and compact cars**. In: Groll EA, Robinson DM, editors. The fourth IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids. West Lafayette, IN, USA; 2000. p. 115-22.

GUYONVARCH, G.; ALOUP, C.; PETITJEAN, C. *Savasse ADMD*. **42V Electric Air Conditioning Systems (E-A/CS) for Low Emissions, Architecture, Comfort and Safety of Next Generation Vehicles**; SAE Technical Paper No. 2001-01-2500; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2001.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Electric Vehicles**. Disponível em: <<https://www.iea.org/energy-system/transport/electric-vehicles#overview>>. Acesso em: 21 set. 2023.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Global energy-related CO2 emissions by sector**. Disponível em: <<https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-energy-related-co2-emissions-by-sector>>. Acesso em: 23 set. 2023.

KIM, M.H.; PETTERSEN, J.; BULLARD, C.W. **Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems**. Prog. Energy Combust. 2004, 30, 119–174.

LASCHERER, LP., GHODBANE, M., BAKER, JA., KADLE, PS. **On-vehicle performance comparison of an R512 and R134a heat pump system**. SAE Technical paper no. 2003-01-0722; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2003.

MALVICINO, C., SECCARDINI, R., MARKOWITZ, M., SCHUERMANNS, K., BERGAMI, A., ARNAUD, C., et al. **B-COOL Project – Ford Ka and Fiat Panda R744 MAC Systems**. SAE Technical paper no. 2009-01-0967; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2009.

MESQUITA, N. **Resumo da Teoria de Refrigeração**, 2009. 17p. Universidade do Porto.

NEOCHARGE. **Número de carros elétricos no Brasil**. Disponível em: <<https://www.neocharge.com.br/carros-eletricos-brasil>>. Acesso em: 06 dez. 2023.

NETO, C. B. **Termodinâmica Aplicada à Refrigeração**, Vol 2. In: **Termodinâmica (TMD)**. São José, 20-.

PARISE, J. A. R. et al. **The effect of the dual role (condenser or evaporator) on the performance of the internal and external coils of an air-source reversible heat pump for electric vehicle climate control**. Jul. 2022.

PARISE, J. A. R, LIBANIO, S. **Dimensionamento dos trocadores interno e externo de uma bomba de calor para a climatização de veículos elétricos**. . In: Mercofrio - Congresso Internacional de Ar-Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação. Porto Alegre. 2014.

POMME, V. **Reversible Heat Pump System for an Electrical Vehicle**; SAE Technical Paper No. 971772; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2001.

PRADELLE, F. Segunda Lei da Termodinâmica. In: **Notas de Aula – ENG1701 – Termodinâmica para Engenharia Mecânica**. Rio de Janeiro, PUC-Rio, 2022.

RENAULT GROUP, **The energy efficiency of an electric car motor**. Disponível em: <<https://www.renaultgroup.com/en/news-on-air/news/the-energy-efficiency-of-an-electric-car-motor/>>. Acesso em: 11 nov. 2023.

REZENDE, A. A., **Aproveitamento do calor dissipado na tubulação em sistemas de refrigeração**. 20-. Disponível em: <<https://monografias.brasilecola.uol.com.br/engenharia/aproveitamento-calor-dissipado-na-tubulacao-sistemas-refrigeracao.htm>>. Acesso em: 03 dez. 2023.

RUTH, D. W., **Simulation Modelling of Automobile Comfort Cooling Requirements**, ASHRAE Journal, nº 5, pp 53-55, 1975

SANTOS, E. O. **Dimensionamento e Avaliação do Ciclo de Refrigeração de Sistemas de Climatização Automotivo. 2005.** 112p. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005.

SUDMANT, A. et al. **The social, environmental, health, and economic impacts of low carbon transport policy: A review of the evidence.** Traffic-Related Air Pollution, Chapter 19. Ago. 2020.

SUZUKI, T.; ISHII, K. **Air Conditioning System for Electric Vehicle**; SAE Technical Paper No. 960688; SAE International: Warrendale, PA, USA, 1996.

TAMURA, T.; YAKUMARU, Y.; NISHIWAKI, F. **Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant.** Int. J. Refrig. 2005, 28, 1302–1307.

TLK ENERGY. Log P-h diagram. Disponível em <<https://tlk-energy.de/en/phase-diagrams/pressure-enthalpy>>. Acesso em: 01 dez. 2023.

TOIGO, E. **Desenvolvimento do projeto de uma bancada didática de refrigeração por compressão de vapor.** 2013. 78p. Trabalho de Conclusão de Curso - Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul, 2013.

ZHANG, Z., JIAYU W., FENG X., CHANG L., CHEN Y., WANG X. **The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 9, pp. 443-463.

Apêndice – Tabelas de resultados

Tabela 11: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de refrigeração, a 50km/h. Adaptado de (Santos, 2005).

1. Condução por paredes e vidros						
<i>Grandeza</i>	h_i	R_t	T_i	T_{ar-sol}	h_e	\dot{Q}_k
<i>Unidade</i>	$[W/m^2-K]$	$[m^2-K/W]$	$[K]$	$[K]$	$[W/m^2-K]$	$[W]$
Teto	8	1,27	300	335,8	30,2	50,7
Porta diant. (x2)	8	5,50	300	329,6	27,9	8,6
Porta tras. (x2)	8	5,50	300	330,0	27,0	7,6
Traseira	8	2,28	300	327,2	26,9	4,3
Assoalho	8	0,31	300	314,1	31,0	179,8
Para-brisas	8	0,15	300	328,7	23,1	173,4
Vidro traseiro	8	0,13	300	330,3	25,6	65,6
Vidro porta d. (x2)	8	0,13	300	325,4	23,5	98,2
Vidro porta t. (x2)	8	0,13	300	326,9	18,2	99,9
Vidro lat. t. (x2)	8	0,13	300	323,5	33,3	29,1
Total						717,2
2. Radiação solar por meio dos vidros						
<i>Grandeza</i>	A_v	θ	τ_D	I_D		\dot{Q}_s
<i>Unidade</i>	$[m^2]$	$[graus]$	$[-]$	$[W/m^2]$		$[W]$
Para-brisas	0,90	30	0,54	1000		419,3
Vidro traseiro	0,28	50	0,59	1000		105,3
Total						524,6
3. Infiltração de ar						
<i>Grandeza</i>	\dot{m}	h_{ext}	h_{int}			\dot{Q}_i
<i>Unidade</i>	$[kg/s]$	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$			$[W]$
Total	0,01588	101	53,42			757,2
4. Emissão de calor por meio dos passageiros						
<i>Grandeza</i>	n					\dot{Q}_p
<i>Unidade</i>	$[-]$					$[W]$
Total	5					732,5
5. Emissão de calor por meio de equipamentos internos						
<i>Grandeza</i>	V	I_v				\dot{Q}_e
<i>Unidade</i>	$[V]$	$[A]$				$[W]$
Ventilador	12,8	20				256,0
Taxa de ganho de calor total [W]:						2987,5

Tabela 12: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de refrigeração, a 100km/h. Adaptado de (Santos, 2005).

1. Condução por paredes e vidros						
<i>Grandeza</i>	h_i	R_t	T_i	T_{ar-sol}	h_e	\dot{Q}_k
<i>Unidade</i>	$[W/m^2-K]$	$[m^2-K/W]$	$[K]$	$[K]$	$[W/m^2-K]$	$[W]$
Teto	8	1,27	296	326,9	61,8	43,7
Porta diant. (x2)	8	5,50	296	322,9	61,9	7,8
Porta tras. (x2)	8	5,50	296	323,0	61,7	6,9
Traseira	8	2,28	296	325,0	45,1	4,6
Assoalho	8	0,31	296	314,7	59,9	238,4
Para-brisas	8	0,15	296	322,0	59,9	157,0
Vidro traseiro	8	0,13	296	323,1	47,0	58,7
Vidro porta d. (x2)	8	0,13	296	320,4	60,1	94,4
Vidro porta t. (x2)	8	0,13	296	320,6	57,2	91,3
Vidro lat. t. (x2)	8	0,13	296	321,3	47,0	31,3
Total						734,2
2. Radiação solar por meio dos vidros						
<i>Grandeza</i>	A_v	θ	τ_D	I_D		\dot{Q}_s
<i>Unidade</i>	$[m^2]$	$[graus]$	$[-]$	$[W/m^2]$		$[W]$
Para-brisas	0,90	30	0,54	1000		419,3
Vidro traseiro	0,28	50	0,59	1000		105,3
Total						524,6
3. Infiltração de ar						
<i>Grandeza</i>	\dot{m}	h_{ext}	h_{int}			\dot{Q}_i
<i>Unidade</i>	$[kg/s]$	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$			$[W]$
Total	0,01588	101	46,67			864,3
4. Emissão de calor por meio dos passageiros						
<i>Grandeza</i>	n					\dot{Q}_p
<i>Unidade</i>	$[-]$					$[W]$
Total	5					732,5
5. Emissão de calor por meio de equipamentos internos						
<i>Grandeza</i>	V	I_v				\dot{Q}_e
<i>Unidade</i>	$[V]$	$[A]$				$[W]$
Ventilador	12,8	20				256,0
Taxa de ganho de calor total [W]:						3111,7

Tabela 13: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de refrigeração, em marcha lenta. Adaptado de (Santos, 2005).

1. Condução por paredes e vidros						
<i>Grandeza</i>	h_i	R_t	T_i	T_{ar-sol}	h_e	\dot{Q}_k
<i>Unidade</i>	$[W/m^2-K]$	$[m^2-K/W]$	$[K]$	$[K]$	$[W/m^2-K]$	$[W]$
Teto	8	1,27	307	361,6	5,8	77,3
Porta diant. (x2)	8	5,50	307	341,3	4,9	10,0
Porta tras. (x2)	8	5,50	307	341,3	4,9	8,7
Traseira	8	2,28	307	340,7	4,8	5,3
Assoalho	8	0,31	307	316,0	-	114,8
Para-brisas	8	0,15	307	342,1	6,9	212,0
Vidro traseiro	8	0,13	307	342,4	3,6	76,7
Vidro porta d. (x2)	8	0,13	307	336,9	4,6	115,6
Vidro porta t. (x2)	8	0,13	307	336,9	4,6	111,0
Vidro lat. t. (x2)	8	0,13	307	336,9	4,6	37,0
Total						768,4
2. Radiação solar por meio dos vidros						
<i>Grandeza</i>	A_v	θ	τ_D	I_D		\dot{Q}_s
<i>Unidade</i>	$[m^2]$	$[graus]$	$[-]$	$[W/m^2]$		$[W]$
Para-brisas	0,90	30	0,54	1000		419,3
Vidro traseiro	0,28	50	0,59	1000		105,3
Total						524,6
3. Infiltração de ar						
<i>Grandeza</i>	\dot{m}	h_{ext}	h_{int}			\dot{Q}_i
<i>Unidade</i>	$[kg/s]$	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$			$[W]$
Total	0	101	76,72			0
4. Emissão de calor por meio dos passageiros						
<i>Grandeza</i>	n					\dot{Q}_p
<i>Unidade</i>	$[-]$					$[W]$
Total	5					732,5
5. Emissão de calor por meio de equipamentos internos						
<i>Grandeza</i>	V	I_v				\dot{Q}_e
<i>Unidade</i>	$[V]$	$[A]$				$[W]$
Ventilador	12,8	20				256,0
Taxa de ganho de calor total [W]:						2281,6

Tabela 14: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de aquecimento, a 50km/h.

1. Condução por paredes e vidros						
<i>Grandeza</i>	h_i	R_t	T_i	T_{ar-sol}	h_e	\dot{Q}_k
<i>Unidade</i>	$[W/m^2-K]$	$[m^2-K/W]$	$[K]$	$[K]$	$[W/m^2-K]$	$[W]$
Teto	8	1,27	293	280,0	30,2	18,42
Porta diant. (x2)	8	5,50	293	280,6	27,9	1,80
Porta tras. (x2)	8	5,50	293	280,9	27,0	1,54
Traseira	8	2,28	293	280,9	26,9	1,91
Assoalho	8	0,31	293	279,9	31,0	169,0
Para-brisas	8	0,15	293	282,2	23,1	64,8
Vidro traseiro	8	0,13	293	281,3	25,6	25,2
Vidro porta d. (x2)	8	0,13	293	282,0	23,5	21,2
Vidro porta t. (x2)	8	0,13	293	284,7	18,2	15,3
Vidro lat. t. (x2)	8	0,13	293	279,4	33,3	8,4
Total						327,6
2. Infiltração de ar						
<i>Grandeza</i>	\dot{m}	h_{ext}	h_{int}			\dot{Q}_i
<i>Unidade</i>	$[kg/s]$	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$			$[W]$
Total	0,01588	250	290			636,95
Taxa de perda de calor total [W]:						964,50

Tabela 15: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de aquecimento, a 100km/h.

1. Condução por paredes e vidros						
<i>Grandeza</i>	h_i	R_t	T_i	T_{ar-sol}	h_e	\dot{Q}_k
<i>Unidade</i>	$[W/m^2-K]$	$[m^2-K/W]$	$[K]$	$[K]$	$[W/m^2-K]$	$[W]$
Teto	8	1,27	293	276,4	61,8	23,53
Porta diant. (x2)	8	5,50	293	276,4	61,9	2,41
Porta tras. (x2)	8	5,50	293	276,4	61,7	2,11
Traseira	8	2,28	293	277,7	45,1	2,42
Assoalho	8	0,31	293	276,5	59,9	212,90
Para-brisas	8	0,15	293	276,5	59,9	99,0
Vidro traseiro	8	0,13	293	277,5	47,0	33,38
Vidro porta d. (x2)	8	0,13	293	276,5	60,1	31,73
Vidro porta t. (x2)	8	0,13	293	276,7	57,2	30,09
Vidro lat. t. (x2)	8	0,13	293	277,5	47,0	9,54
Total						447,12
2. Infiltração de ar						
<i>Grandeza</i>	\dot{m}	h_{ext}	h_{int}			\dot{Q}_i
<i>Unidade</i>	$[kg/s]$	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$			$[W]$
Total	0,01588	250	290			636,95
Taxa de perda de calor total [W]:						1084,7

Tabela 16: Parâmetros e resultados obtidos do cálculo de carga térmica de aquecimento, a 100km/h.

1. Condução por paredes e vidros						
<i>Grandeza</i>	h_i	R_t	T_i	T_{ar-sol}	h_e	\dot{Q}_k
<i>Unidade</i>	$[W/m^2-K]$	$[m^2-K/W]$	$[K]$	$[K]$	$[W/m^2-K]$	$[W]$
Teto	8	1,27	293	276,4	61,8	23,53
Porta diant. (x2)	8	5,50	293	276,4	61,9	2,41
Porta tras. (x2)	8	5,50	293	276,4	61,7	2,11
Traseira	8	2,28	293	277,7	45,1	2,42
Assoalho	8	0,31	293	276,5	59,9	212,90
Para-brisas	8	0,15	293	276,5	59,9	99,0
Vidro traseiro	8	0,13	293	277,5	47,0	33,38
Vidro porta d. (x2)	8	0,13	293	276,5	60,1	31,73
Vidro porta t. (x2)	8	0,13	293	276,7	57,2	30,09
Vidro lat. t. (x2)	8	0,13	293	277,5	47,0	9,54
Total						555,49
2. Infiltração de ar						
<i>Grandeza</i>	\dot{m}	h_{ext}	h_{int}			\dot{Q}_i
<i>Unidade</i>	$[kg/s]$	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$			$[W]$
Total	0	250	290			0
Taxa de perda de calor total [W]:						555,49