Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva

IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO À CLIMATIZAÇÃO DA CABINE PARA VEÍCULOS ELÉTRICOS

Autor: Bhia Teixeira Cardoso
Orientador: Alessandro Borges de Sousa Oliveira

Brasília, DF
2022

BHIA TEIXEIRA CARDOSO

IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO À CLIMATIZAÇÃO DA CABINE PARA VEÍCULOS ELÉTRICOS

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Dr. Alessandro Borges de Sousa Oliveira

Co-Orientador: Dr. Fábio Alfaia da Cunha

Brasília, DF
2022

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Sobrenome do Autor, Nome Autor.
Título da Monografia: Subtítulo / Nome do Autor (em ordem normal). Brasília: UnB, 2013. 103 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília Faculdade do Gama, Brasília, 2013. Orientação: Nome do Orientador.

1. Palavra Chave. 2. Palavra chave. 3. Palavra chave3 I. Sobrenome do orientador, Nome do orientador. II. Título.

CDU Classificação

- A ficha catalográfica oficial deverá ser solicitada à Biblioteca pelo aluno após a apresentação.

IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO À CLIMATIZAÇÃO DA CABINE PARA VEÍCULOS ELÉTRICOS

Bhia Teixeira Cardoso

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 28/09/22, apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. (Dr.): Alessandro B. de S. Oliveira, UnB/ FGA
Orientador

Prof. (Dr.): Rafael Rodrigues da Silva, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. (Dr): Evandro Leonardo S. Teixeira, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2022

A família e amigos.

RESUMO

A proposta de inserção em massa de veículos elétricos (VEs) no mercado atual surgiu a partir, principalmente, de questões ambientais quanto à emissão de poluentes, além também de ser uma alternativa para amenizar a dependência do meio automotivo em relação aos combustíveis fósseis. Um VE faz uso da eletricidade para alimentar um motor elétrico que, de forma integral ou parcial, é o responsável por tracionar o veículo. O armazenamento dessa energia é feito por meio de baterias químicas de alta tensão, e os VEs também contam com outros componentes que são essenciais para o seu funcionamento, como o conversor de potência e o inversor de frequência. Todos esses componentes possuem uma faixa limitada de temperatura de operação, a qual deve ser controlada por meio e um sistema térmico, que deve ser capaz de arrefecer todos os componentes e, eventualmente, aquecer as baterias, em razão de sua estreita variação de temperatura de operação. Juntamente a isso, a cabine do veículo também deve ser resfriada ou aquecida de acordo com a solicitação dos ocupantes. Dessa forma é construído um conceito de sistema térmico integrado à climatização da cabine para ser implementado no jipe 4x4 Stark, em sua versão elétrica de autonomia estendida (VEAE), o e-Stark. Serão consideradas algumas condições específicas de clima no Brasil, a fim de verificar o comportamento do sistema sendo submetidos a cenários distintos. Para isso, será utilizado o software de simulação *MATLAB/Simulink*, por onde será feita a modelagem do sistema. Este trabalho abordará a manipulação e ajustes da estrutura e parâmetros de um modelo base no software Simulink a fim de torna-lo capaz de representar o conceito desenvolvido para o e-Stark, para então, avaliar o sistema.

Palavras-chave: veículo elétrico, sistema de arrefecimento, baterias, climatização, Simulink, gerenciamento térmico.

ABSTRACT

The proposal of mass insertion of electric vehicles (EVs) in the current market arose mainly from environmental issues regarding the emission of pollutants, as well as being an alternative to alleviate the dependence of the automotive environment on fossil fuels. An EV uses electricity to power an electric motor that, in whole or in part, is responsible for pulling the vehicle. This energy is stored using high voltage chemical batteries, and EVs also have other components that are essential for their operation, such as the power converter and the frequency inverter. All these components have a limited operating temperature range, which must be controlled by a thermal system, which must be able to cool all components and, eventually, heat the batteries, due to their narrow temperature variation of operation. Along with this, the vehicle's cabin must also be cooled or heated as per the occupants' request. In this way, a concept of a thermal system integrated to the cabin air conditioning is built to be implemented in the 4x4 Stark jeep, in its electric version with extended autonomy (VEAE), the e-Stark. Some specific weather conditions in Brazil will be considered, in order to verify the behavior of the system being subjected to different scenarios. For this, the simulation software MATLAB/Simulink will be used, through which the modeling of the system will be carried out. This work will address the manipulation and adjustments of the structure and parameters of a base model in the Simulink software in order to make it capable of representing the concept developed for the e-Stark, and then, evaluate the system.

Keywords: electric vehicles, cooling system, batteries, air conditioning, Simulink, thermal management.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Jipe 4x4 Stark. 15
Figura 2. Arquitetura de um BEV.....18
Figura 3. Arquitetura dos VEHs: (a) paralelo e (b) misto.....20
Figura 4. Arquitetura de um VEAE. 22
Figura 5. Estrutura que comporta as baterias e trocador de calor.....25
Figura 6. Seção transversal dos motores elétricos.....26
Figura 7. Motor de ímãs permanentes MAGELEC M24Px-S-19. 29
Figura 8. Circuito de líquido de arrefecimento.....37
Figura 9. Circuito de líquido refrigerante. 39
Figura 10. Sistema térmico integrado.....40
Figura 11. Sistema térmico integrado: modo de manutenção. 41
Figura 12. Sistema térmico integrado: modo resfriamento.....42
Figura 13. Sistema térmico integrado: modo aquecimento. 43
Figura 14. Exemplo do MATLAB/Simulink: *Eletric Vehicle Thermal Management.* ...44
Figura 15. Sistema térmico integrado modelado no Simulink. 47
Figura 16. Ciclo de condução completo. 51
Figura 17. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do inversor fornecido pelo exemplo.....56
Figura 18. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do inversor do e-Stark.....57
Figura 19. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do motor elétrico fornecido pelo exemplo.....58
Figura 20. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do motor elétrico do e-Stark.....58
Figura 21. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do conversor DC/DC fornecido pelo exemplo. 59
Figura 22. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do conversor DC/DC do e-Stark.....60
Figura 23. Modelagem da demanda de potência e rejeição de calor do sistema térmico integrado.....61
Figura 24. Ligação ente radiador e condensador e representação por cores dos fluidos do sistema.....66
Figura 25. Modelagem do radiador de arrefecimento e do condensador. 67
Figura 26. Subsistema do radiador de ar quente do e-Stark.....67
Figura 27. Subsistema do condensador do e-Stark. 68
Figura 28. Módulos de bateria do e-Stark no software Simulink. 68
Figura 29. Dimensões da bateria e trocador de calor utilizadas para configuração da camisa de arrefecimento. 69
Figura 30. Subsistema da válvula 4/2 vias e os reservatórios de expansão (motor e baterias). 70
Figura 31. Subsistema do reservatório de expansão do e-Stark.....71
Figura 32. Subsistema da válvula *by-pass* do *chiller*.....71
Figura 33. Chiller e evaporador em paralelo no exemplo do Simulink. 72
Figura 34. Subsistema do evaporador com conexões agrupadas.....73
Figura 35. Subsistema do evaporador com conexões independentes. 73
Figura 36. Subsistema do chiller após retirada da porta do bulbo.....73
Figura 37. Conexão entre válvula de expansão, chiller e evaporador em série. 74
Figura 38. Exemplo do MATLAB/Simulink: Sistema de Ar Condicionado Automotivo. 75

Figura 39. Porta de mistura de ar e sua entrada e suas saídas. 75
Figura 40. Sistemas de Controle do exemplo do Simulink. 76
Figura 41. Controle do ar da cabine do exemplo do Simulink. 77
Figura 42. Controle do ar da cabine do sistema térmico integrado do e-Stark. 77
Figura 43. Entradas e saídas do controle do ar da cabine do e-Stark. 78
Figura 44. Instalação dos sensores de fluxo de massa nas saídas da porta de mistura de ar. 79
Figura 45. Taxa de fluxo de massa de ar nas saídas da porta de mistura para o Cenário 2. 79
Figura 46. Taxa de fluxo de massa de ar nas saídas da porta de mistura para o Cenário 3. 80
Figura 47. Controle do circuito de arrefecimento do exemplo do Simulink. 80
Figura 48. Controle do circuito de arrefecimento do sistema térmico integrado do e-Stark. 81
Figura 49. Controle do aquecedor das baterias "*heater*". 81
Figura 50. Controle da bomba d'água do exemplo do Simulink. 82
Figura 51. Controle da bomba d'água do sistema térmico integrado do e-Stark. 82
Figura 52. Taxa de fluxo de massa de fluido de arrefecimento pelo motor elétrico. 83
Figura 53. Controle da válvula *by-pass* do *chiller* do sistema térmico integrado do e-Stark. 84
Figura 54. Entradas e saídas do controle do circuito de arrefecimento do sistema térmico integrado do e-Stark. 84
Figura 55. Entradas e saídas do controle do sistema térmico integrado. 85
Figura 56. Resumo das características do Cenário 1. 87
Figura 57. Resultados obtidos para o Cenário 1. 89
Figura 58. Gráficos 1, 5 e 3 sinalizados no tempo 1180 s (vertical contínua) e 1357 s (vertical pontilhada). 90
Figura 59. Resumo das características do Cenário 2. 92
Figura 60. Resultados obtidos para o Cenário 2. 94
Figura 61. Taxa de fluxo de calor do *chiller* e evaporador. 95
Figura 62. Gráfico 4 e Gráfico 5 do Cenário 2 nos segundos 1180 (1) e 3060 (2). 96
Figura 63. Resumo das características do Cenário 3. 97
Figura 64. Resultados obtidos para o Cenário 3. 99
Figura 65. Mensagem de erro no segundo 1775 do Cenário 3. 99
Figura 66. Gráficos 2, 3 e 4 nos segundos 780 (1) e 1728 (2). 101
Figura 67. Proposta alternativa ao sistema térmico integrado do e-Stark. 102
Figura 68. Representação da válvula 4/3 vias e sua entrada e saídas. 103
Figura 69. Bloco de parâmetros da válvula de 4 vias. 104
Figura 70. Subsistema da válvula 4/3 vias. 105
Figura 71. Controle da válvula 4/3 vias. 105
Figura 72. Controle da eletroventoinha no sistema térmico alternativo. 106
Figura 73. Resultados obtidos da proposta alternativa para o Cenário 1. 108
Figura 74. Resultados obtidos da proposta alternativa para o Cenário 2. 111
Figura 75. Gráficos 2 e 3 nos segundos 674 (1) e 1103 (2). 112
Figura 76. Gráfico 4 nos segundos 674 (1) e 1103 (2). 114
Figura 77. Resultados obtidos da proposta alternativa para o Cenário 3. 116
Figura 78. Gráficos 2, 3, 4 e 5 nos segundos 905 (1) e 3100 (2). 117
Figura 79. Resultados obtidos para o Cenário 3 adaptado para a temperatura de 8 °C. 120

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Comparativo entre os tipos de baterias. 26
Tabela 2. Temperatura e umidade de Urupema (SC), Bom Jesus (PI) e Curitiba (PR). 31
Tabela 3. Especificações de temperatura dos componentes. 32
Tabela 4. Cenários de operação para simulação do sistema térmico integrado. 48
Tabela 5. Parâmetros alterados para configuração do Cenário 1. 49
Tabela 6. Parâmetros alterados para configuração do Cenário 2. 49
Tabela 7. Parâmetros alterados para configuração do Cenário 3. 50
Tabela 8. Características do ciclo de condição NEDC. 51
Tabela 9. Eficiência, potência elétrica e potência térmica dos componentes. 54
Tabela 10. Correntes elétricas nominais (nom.) e de pico dos componentes. 54
Tabela 11. Coeficientes angulares e razão de proporção do inversor. 57
Tabela 12. Coeficientes angulares e razão de proporção do conversor DC/DC. 60
Tabela 13. Parâmetros da cabine do e-Stark. 62
Tabela 14. Parâmetros do circuito de arrefecimento do e-Stark. 63
Tabela 15. Parâmetros do circuito de ar condicionado do e-Stark. 63
Tabela 16. Parâmetros do radiador de ar quente do e-Stark. 63
Tabela 17. Parâmetros do condensador e eletroventoinha do e-Stark. 64
Tabela 18. Parâmetros do evaporador do e-Stark. 64
Tabela 19. Parâmetros do *chiller* do e-Stark. 65
Tabela 20. Parâmetros das baterias do e-Stark. 65
Tabela 21. Parâmetros corrigidos para configuração da camisa de arrefecimento do e-Stark. 70

SUMÁRIO

RESUMO **5**
ABSTRACT **6**
LISTA DE FIGURAS **7**
LISTA DE TABELAS 9
SUMÁRIO **10**
1. INTRODUÇÃO **13**
1.1. O JIPE STARK 15
1.2. OBJETIVOS 16
1.2.1. Objetivos gerais 16
1.2.2. Objetivos específicos 16
2. VEÍCULOS ELÉTRICOS **17**
2.1. INTRODUÇÃO AOS VEÍCULOS ELÉTRICOS 17
2.1.1. Classificação dos veículos elétricos 17
2.2. BATERIAS 22
2.2.1. Bateria chumbo-ácido 23
2.2.2. Bateria ZEBRA 23
2.2.3. Bateria níquel metal-hidreto 23
2.2.4. Bateria íon-lítio (Li-íon) 24
2.3. MOTORES ELÉTRICOS 26
2.3.1. Motor DC 26
2.3.2. Motor de Relutância Variável (SRM- *Switched Relutance Motor*) 27
2.3.3. Motor de Indução 27
2.3.4. Motor de ímã permanentes 28
2.4. INVERSOR DE FREQUÊNCIA 29
2.5. CONVERSOR DE POTÊNCIA 29
3. GERENCIAMENTO TÉRMICO AUTOMOTIVO **31**
3.1. CONDIÇÕES DE CONTORNO 31
3.2. SISTEMA DE ARREFECIMENTO 32
3.3. CLIMATIZAÇÃO AUTOMOTIVA 34
3.3.1. Fluido refrigerante 34
3.3.2. Compressor 34
3.3.3. Condensador 35
3.3.4. Filtro acumulador secador 35
3.3.5. Válvula de expansão termostática 35
3.3.6. Evaporador 35
3.3.7. Radiador de ar quente 36
4. SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO **37**
4.1. CIRCUITO DE LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO 37
4.2. CIRCUITO DE LÍQUIDO REFRIGERANTE R-134a 38
4.3. SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO: CONCEITO 40
4.3.1. Modo de manutenção 40
4.3.2. Modo de resfriamento 41
4.3.3. Modo de aquecimento 43
4.4. EXEMPLO DO MATLAB/SIMULINK: *ELETRIC VEHICLE THERMAL MANAGEMENT* 44
5. METODOLOGIA **46**
5.1. IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO NO SIMULINK 47
5.1.1. Cenários de operação e condições de contorno 48
5.1.2. Demanda de potência e rejeição de calor 52
5.1.2.1.1. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do inversor 55
5.1.2.1.2. Gráfico Corrente Elétrica x Taxa de Rejeição de Calor do motor elétrico 57
5.1.2.1.3. Gráfico Corrente Elétrica x Taxa de Rejeição de Calor do conversor DC/DC 59
5.1.2.2. Entradas e saídas do sistema 60

5.1.3. Ajustes dos subsistemas 61
5.1.4. Sistemas de Controle 76
5.1.4.2.1. Controle do Aquecedor das Baterias "Heater" 81
5.1.4.2.2. Controle da Bomba D'água 82
5.1.4.2.3. Controle da Válvula By-pass do Chiller 83
5.1.4.2.4. Entradas e saídas do sistema de controle do circuito de arrefecimento 84
..... 85
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO 86
6.1. CENÁRIO 1 – MANUTENÇÃO 87
6.2. CENÁRIO 2 – RESFRIAMENTO 92
6.3. CENÁRIO 3 – AQUECIMENTO 97
6.4. PROPOSTA ALTERNATIVA 102
6.4.1. Ajuste dos subsistemas 103
6.4.2. Sistemas de controle 104
6.4.3. Resultados e discussão 107
7. CONCLUSÃO 122
7.1. TRABALHOS FUTUROS 123
REFERÊNCIAS 124
ANEXOS 130
ANEXO I: 131
ANEXO II: 134
ANEXO III: 138
ANEXO IV: 145

"Ao concordarmos com uma tese somos meros parafraseadores. Até nos voltarmos contra à ideia."
(Desconhecido).

1. INTRODUÇÃO

Segundo U.S. DOE, o mercado automotivo estadunidense no início do século XX, berço dessa indústria, era dominado pela presença de veículos elétricos (apud Castro e Ferreira, 2010). Por volta de um século após seu decaimento, a motorização elétrica em veículos volta a ganhar notoriedade, sob a forte influência de questões como a preocupação ambiental, a instabilidade do mercado de petróleo e a evolução da tecnologia das baterias.

Atualmente, o cenário mundial se depara com uma forte dependência energética em relação ao petróleo, sendo o setor automotivo um dos principais consumidores desse combustível fóssil e um grande emissor de gases responsáveis pelo efeito estufa (Antunes, 2018). Tais condições refletem na elaboração de políticas voltadas ao desenvolvimento de soluções mais sustentáveis para a mobilidade, com o intuito de inserir novos modelos energéticos baseados em recursos renováveis e prover uma melhor qualidade do ar atmosférico (Pereira et al., 2015).

O ressurgimento do veículo elétrico como uma realidade do mercado automotivo atual tende a substituir uma parcela relevante dos veículos a combustão interna nas décadas seguintes. Essa mudança pode ser vista ao se avaliar os anúncios tecnológicos recentes e os objetivos traçados pelos órgãos internacionais. A declaração de Paris sobre a Mobilidade Elétrica e Mudanças Climáticas propõe uma frota global de 100 milhões de automóveis elétricos em 2030. A IEA 2DS *(International Energy Agency 2 Degree Scenario*) aponta que um crescimento anual da implementação de elétricos acima de 25% até 2050 e de 7% a 10% nos anos de 2030 a 2050 pode restringir em 2 °C a elevação da temperatura do globo (Ribeiro e Ferreira, 2010; Bufalo et al., 2017).

Seguindo essa tendência, nota-se um crescimento no investimento em projetos de mobilidade elétrica por parte das empresas. Para atender à demanda dos consumidores desse mercado, é necessário atentar a alguns fatores chave, como autonomia e velocidade de recarga das baterias que compõem o veículo elétrico. Tais fatores se relacionam diretamente à temperatura das baterias, que apresentam performance comprometida ou até mesmo danos irreversíveis quando expostas além dos limites de temperatura por longo tempo (Bufalo et al., 2017).

Assim como as baterias, outros componentes do veículo elétrico, como o motor elétrico e inversor de frequência, podem solicitar a manutenção da temperatura dentro de um determinado limite para garantir o bom funcionamento e integridade do componente. Dessa forma, surge a necessidade de se desenvolver sistemas de gerenciamento térmico para esses equipamentos, obedecendo as temperaturas de operação indicada por cada um dos respectivos fabricantes.

O projeto do jipe e-Stark consiste no desenvolvimento de uma versão de motorização elétrica do jipe 4x4 Stark, originalmente equipado com um motor turbo diesel. Com a alteração do sistema de *powertrain*, que agora irá contar com baterias de íon-lítio, motor elétrico, entre outros componentes, faz-se necessário a elaboração de um sistema térmico que atenda às demandas térmicas dos componentes, levando em conta o ambiente o qual ele está inserido.

Segundo Castro (2021), os estudos acerca de sistemas térmicos de veículos elétricos são predominantemente realizados na Europa e na China, de forma que análises mais profundas do desempenho em climas tropicais, como ocorre no Brasil, sejam menos exploradas, abrindo espaço para melhorias.

A necessidade de resfriamento dos componentes, juntamente com a utilização do líquido de arrefecimento portando o calor excedente do motor como fonte aquecedora para a cabine, permite a elaboração de estratégias que integrem o sistema de arrefecimento do veículo à climatização da cabine.

O Simulink é um software desenvolvido pela *MathWorks Inc.*, para modelagem, análise e simulação de sistemas dinâmicos, altamente integrado ao MATLAB, também da mesma desenvolvedora. Essa ferramenta possibilita a análise e testagem de modelos sob diferentes condições, estabelecendo uma relação entre as variáveis de entrada e saída dos sistemas e conduzindo o usuário a uma visão mais clara e específica das necessidades do projeto.

Um modelo de sistema de gerenciamento térmico para veículos elétricos contido na biblioteca de exemplos do Simulink será utilizado como base para a modelagem do sistema térmico elaborado para o e-Stark no ambiente do software. Para isso, serão realizadas uma série de ajustes e manipulações no programa, a fim de adequar a estrutura e parâmetros do no modelo base ao conceito do e-Stark.

1.1. O JIPE STARK

O Stark (Fig. 1) é um jipe projetado e fabricado em território brasileiro, pela empresa CAB Motors. Equipado com um motor turbo diesel de 2.3 litros e tração 4x2, 4x4 e 4x4 reduzida, enquadra-se como um utilitário esportivo apto para transitar tanto em meio urbano quanto fora de estrada.

Figura 1. Jipe 4x4 Stark.
Fonte: Quatro Rodas.

O projeto do jipe e-Stark, versão eletrificada do Stark que se encontra atualmente em fase de prototipagem, surge a partir da proposta de desenvolvimento de veículos com emissão reduzida de poluentes atmosféricos e maior eficiência energética.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivos gerais

Implementar e adaptar um modelo de sistema térmico em MATLAB/Simulink que será utilizado no protótipo do e-Stark para manutenção das temperaturas de trabalho dos componentes elétricos do veículo.

1.2.2. Objetivos específicos

- Ajustar e manipular o software para adequar ao conceito do e-Stark a ser avaliado;
- Compreender os parâmetros necessários para a execução do programa;
- Alterar/adaptar as novas etapas no processo de gestão térmica do modelo.

2. VEÍCULOS ELÉTRICOS

Neste capítulo, serão apresentados os conceitos para caracterização dos veículos elétricos, assim como alguns dos principais componentes que os constituem.

2.1. INTRODUÇÃO AOS VEÍCULOS ELÉTRICOS

Em meio ao cenário atual, onde questões ambientais relacionadas à emissão de poluentes na atmosfera estão cada vez mais em discussão, além da expectativa futura da escassez de petróleo e o alto preço dos combustíveis, surgiu a demanda por alternativas que aliviassem a dependência do meio automotivo em relação aos combustíveis fósseis (Pinheiro, 2013). Veículos elétricos despontam como uma resposta à essa necessidade, uma vez que possibilita o desenvolvimento de uma tecnologia sustentável, além de outras vantagens sobre os veículos convencionais a combustão interna. Yong et al. (apud Ferreira, 2018) também vincula o desenvolvimento de veículos elétricos ao estabelecimento de novas indústrias e consequentemente crescimento da economia mundial.

Veículos Elétricos (VEs ou EVs, da sigla em inglês) se caracterizam pela utilização, parcial ou integralmente, de um ou mais motores elétricos como meio de propulsão, de forma que a eletricidade atua como combustível. Esse combustível é armazenado em baterias recarregáveis na forma de energia química, e, quando solicitada, é convertida em energia elétrica e enviada ao motor, o qual transforma-a em energia mecânica e permite a locomoção do veículo (FGV Energia, 2017).

Em razão da emissão reduzida de poluentes atmosféricos, os VEs são importantes colaboradores para a diminuição da dependência do transporte terrestre em relação a derivados do petróleo. Segundo Justus (2020), um veículo elétrico na Europa libera cerca de 10% a 20 % da emissão de um veículo à combustão interna em todo seu ciclo de vida (apud Magdalon, 2021). Outra grande vantagem dos motores elétricos sobre os motores à combustão interna é a sua eficiência: enquanto os elétricos apresentam capacidade de geração de trabalho em torno de 90%, os motores a combustão interna se limitam a menos de 30% (Andrade e Paz, 2017).

2.1.1. Classificação dos veículos elétricos

Um VE se refere a um conjunto de tecnologias que possibilitam a utilização da eletricidade para alimentar o sistema de *powertrain* (ou trem de força) de um veículo,

de forma a locomovê-lo (Santos, 2020). Nesses veículos, o motor elétrico está direto ou indiretamente ligado à tração do veículo, diferentemente do que acontece com veículos a combustão interna, onde motores elétricos normalmente estão associados à sistemas periféricos (Ribeiro e Ferreira, 2010).

2.1.1.1. Veículo elétrico puro

O Veículo Elétrico Puro (BEV, do inglês *Battery Eletric Vehicle*) possui como fonte exclusiva de energia a eletricidade, armazenada em baterias, e a locomoção do veículo é dada pelo trabalho do motor elétrico. Portanto, o motor a combustão interna não é presente. Todos os BEVs pertencem à categoria *Plug-in Eletric Vehicles* (PEVs), uma vez que a recarga das baterias acontece por meio de uma fonte de externa, como a rede de distribuição de energia elétrica. Há também contribuição de uma fonte interna de recarga - o sistema de frenagem regenerativa, em que a energia cinética da frenagem é reaproveitada e convertida em energia elétrica, sendo armazenada nas baterias (Jacinto, 2017 apud Carneiro, 2018; FGV Energia, 2017). A arquitetura de um BEV, é mostrada na Fig. (2) (Oliveira, 2014).

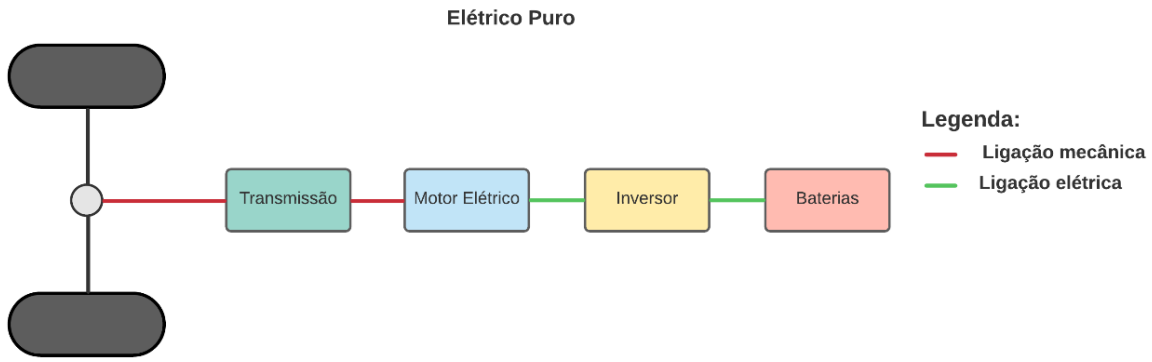


Figura 2. Arquitetura de um BEV.
Fonte: autora.

Os BEVs são comumente desenvolvidos sob o conceito de carro compacto, a fim de se aproveitar de estruturas leves como uma forma de compensar o elevado peso das baterias. Aliado a isso, o mercado dos elétricos puros é direcionado a centros urbanos, em razão dos menores trechos de deslocamentos, levando em conta que a autonomia da bateria e o tempo de recarga são algumas das desvantagens desse tipo de veículo (Carneiro, 2018).

Segundo Long (2012), a utilização dos BEVs em larga escala ainda enfrenta obstáculos, sendo limitada por questões como o custo desses veículos, insatisfação

quanto à autonomia das baterias e infraestrutura pública de recarga deficiente (apud Carneiro, 2018).

2.1.1.2. Veículo híbrido

De acordo com Pinheiro (2013), o conceito de um Veículo Elétrico Híbrido (VEH) se dá pela utilização de mais de uma fonte de energia, comumente associada à combinação de dois tipos de motores - elétrico e a combustão interna – como meios propulsores. O resultado dessa junção da máquina elétrica e da máquina térmica é a possibilidade de ultrapassar as desvantagens inerentes a cada tipo de propulsão, e combinar seus benefícios. O motor a combustão, trabalhando em seu melhor regime de funcionamento, entrega melhor performance e contribui para uma redução no consumo de combustível; o motor elétrico fornece ao veículo uma aceleração mais rápida.

Dessa forma, é presente tanto um tanque de combustível para alimentar a máquina térmica como armazenadores de energia - baterias químicas - para a máquina elétrica (ME). A ME pode exercer função de motor elétrico, quando utilizado para tracionar o veículo, ou gerador elétrico, com o emprego de sistemas de recuperação de energia, como a frenagem regenerativa (Santos, 2020).

É possível classificar os VEHs em três tipos. No Veículo Elétrico Híbrido Puro (VEHP), o motor a combustão interna é o propulsor principal, enquanto o motor elétrico tem como função dar assistência em baixa potência, contribuindo para a melhoria da eficiência do motor à combustão. O motor elétrico é alimentado pela energia aproveitada pelo sistema de frenagem regenerativa (FGV Energia, 2017).

O Veículo Elétrico Híbrido *Plug-In* (PHEV) dispõe de um motor a combustão, motores elétricos e baterias. O conjunto de baterias de um PHEV pode ser recarregado a partir da rede de distribuição de energia elétrica (semelhante aos PEVs), e possui maior capacidade de armazenamento de carga - suficiente para sustentar o veículo por longos trajetos sem o acionamento do motor a combustão. O motor elétrico é alimentado pela energia armazenada nas baterias. Entretanto, quando descarregadas, é o motor a combustão que, fazendo papel de gerador, e fornece energia para o motor elétrico (Baran, 2012).

2.1.1.2.1. Arquitetura dos veículos híbridos

Quanto à arquitetura da sua motorização, os veículos híbridos podem ser diferenciados em Veículo Elétrico Híbrido Paralelo e Veículo Elétrico Híbrido Misto (Série-Paralelo) (Santos, 2020). Essa classificação se dá pois, recentemente, a SAE (*Society of Automotive Engineers*) alterou a forma como os VEHs são classificados, e o que antes era conhecido como Veículo Elétrico Híbrido Série passou a ser denominado Veículo Elétrico com Autonomia Estendida (VEAE). Portanto, os VEHs são limitados a apenas as duas arquiteturas de motorização citadas, e são ilustradas na Fig. (3) adaptada de Magalhães (2014).

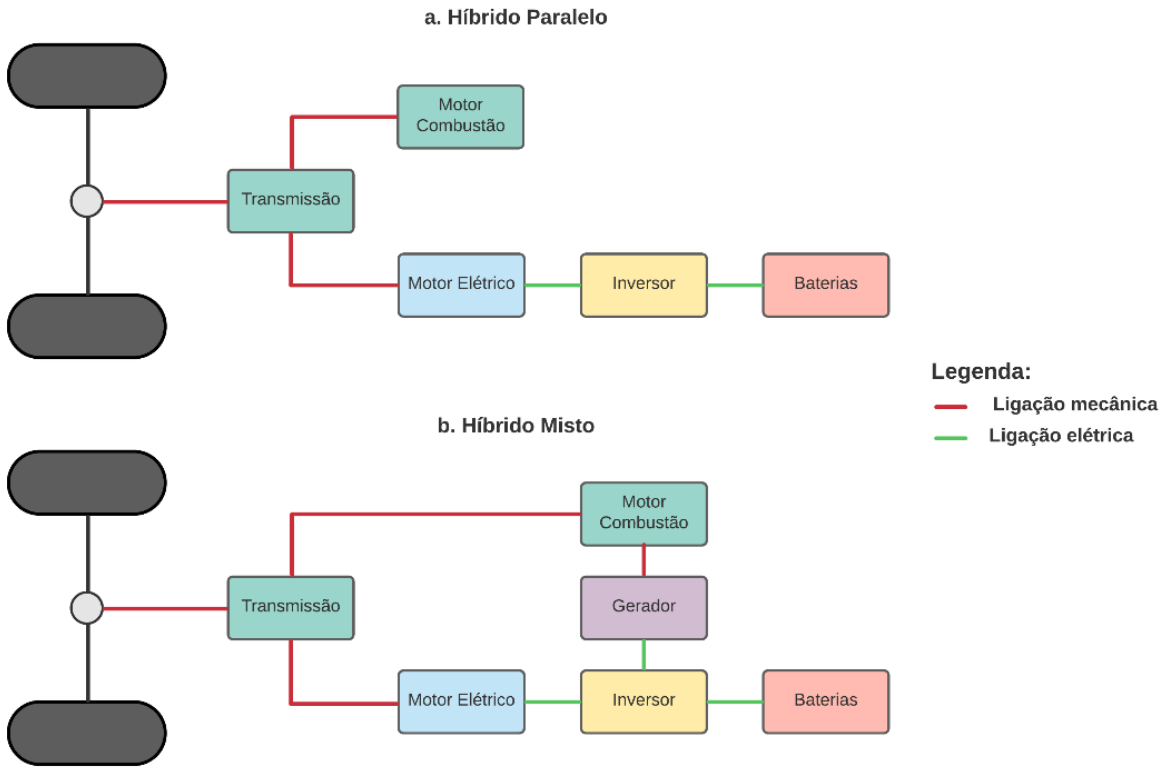


Figura 3. Arquitetura dos VEHs: (a) paralelo e (b) misto.
Fonte: autora.

Em um Veículo Elétrico Híbrido Paralelo, Fig. 3(a), o motor a combustão está mecanicamente acoplado ao sistema de transmissão, que, aliado ao sistema tração elétrico, podem contribuir de forma mútua ou independente para a geração de força na transmissão. Dessa forma, a associação em paralelo dos motores possibilita que a saída da transmissão possa ser tanto a soma do trabalho de ambas as máquinas como o torque e potência oriundos apenas de uma delas, tornando o sistema versátil. Nessa configuração, mesmo se o sistema de tração elétrico fosse desligado,

o veículo ainda teria a propulsão fornecida pelo motor a combustão (Carneiro, 2018; CAR ACADEMY, 2018). Um exemplo de híbrido com essa configuração é o Honda Civic Híbrido.

No Veículo Elétrico Híbrido Misto, Fig. 3(b), tanto o motor a combustão como o motor elétrico possuem um acoplamento mecânico com o eixo motriz, possibilitando a atuação simultânea ou separada dos motores. Ocorre a inclusão, comparado à configuração do tipo paralelo, de uma máquina elétrica, que executa função de gerador. Há uma maior flexibilidade de operação, de forma a proporcionar o uso do motor elétrico e a combustão em suas faixas ótimas, em altas ou baixas rotações. Essa versatilidade é notória uma vez que o motor a combustão pode ser desacoplado da transmissão, e as baterias podem ser recarregadas ou por meio da frenagem regenerativa ou através do motor a combustão interna – gerador (Carneiro, 2018; Batista et al., 2020). Essa tecnologia é empregada no veículo Toyota Prius.

2.1.1.3. Veículo elétrico com autonomia estendida

No panorama da eletrificação, o Veículo Elétrico com Autonomia Estendida (VEAE) representa o último estágio antes do veículo se tornar completamente elétrico (Pinheiro, 2013).

Em um VEAE, a propulsão do veículo é oriunda do motor elétrico, sendo este quem vai fornecer torque e potência para o sistema de transmissão. Nessa configuração, o motor a combustão acoplado a um gerador elétrico tem como função ora fornecer eletricidade para alimentar o motor elétrico, ora carregar as baterias. Dessa forma, nota-se que não há acoplamento mecânico entre a transmissão e o motor a combustão (Carneiro, 2018). Um exemplo VEAE em circulação no Brasil é o BMW i3. A Fig. (4), adaptada de Magalhães (2014), mostra o esquemático de um VEAE.

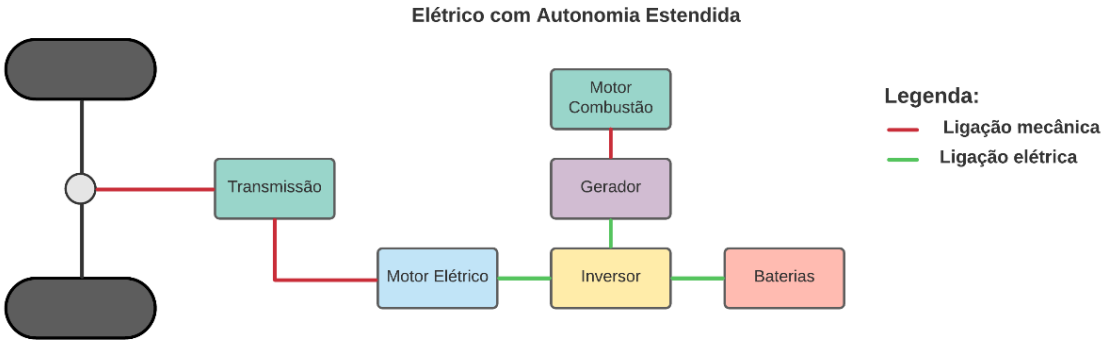


Figura 4. Arquitetura de um VEAE.
Fonte: autora.

A seguir, serão apresentados os componentes do e-Stark que requerem controle da temperatura, o qual será realizado pelo sistema térmico estudado neste trabalho.

2.2. BATERIAS

Uma bateria é uma unidade armazenamento de energia, que se dá por meio da conversão da energia química em energia elétrica, e vice-versa. A reação química de oxirredução que o ocorre em seu interior faz com que surja um fluxo de elétrons do polo negativo (anodo) para o polo positivo (catodo), gerando energia elétrica (Castro et al., 2015).

As baterias químicas se dividem em dois grandes grupos: primárias e secundárias. As baterias primárias são aquelas não podem ser recarregadas. Já as secundárias podem ser recarregadas, até uma quantidade de ciclos limite e sob algumas condições especificadas, como tensão, temperatura e corrente de recarga (Noce, 2009). As baterias de tração (baterias de alta tensão que fornecem energia ao *powertrain* elétrico) em geral são do tipo secundárias, e serão o foco do estudo nessa seção.

À medida que o grau de eletrificação aumenta, como é o caso dos VEAEs e os BEVs, maior a demanda de energia exigida pelo veículo, que tendem a optar por baterias de tração do tipo Ni-MH, ZEBRA e íon-lítio (Castro et al., 2015). As baterias de chumbo ácido, comuns em veículos convencionais, também estão presentes na maioria dos veículos elétricos, como será discutido a seguir.

2.2.1. Bateria chumbo-ácido

As baterias de chumbo-ácido (Pb-Ac) são as mais comuns no mercado, e uma de suas aplicações mais marcantes é a sua utilização em veículos a combustão interna, como fonte de alimentação para os sistemas elétricos e eletrônicos e o motor de partida do automóvel. Sua recarga é feita através de um alternador, acoplado mecanicamente ao motor a combustão por meio de um mecanismo de polia e correia. Em VEs, essa bateria desempenha função bastante semelhante, alimentando sistemas auxiliares e de controle. A principal distinção está na forma de recarga, que agora acontece através de outra bateria, com o intermédio de um conversor DC/DC (Seção 2.5) (Castro et al., 2015).

Algumas de suas vantagens como custo baixo, robustez e facilidade de construção contribuíram para a sua popularização no mercado. Contudo, sua produção em larga escala acarreta em prejuízos ao meio ambiente, devido à utilização de insumos tóxicos na sua fabricação. Outras desvantagens das baterias Pb-Ac é a vida útil limitada e a baixa densidade energética e de potência. Isso faz com que essas baterias não sejam a opção mais vantajosa disponível para alimentar o sistema de *powertrain* elétrico, pois seria necessário um volume muito grande de baterias para sustentar a demanda de um VE (Silva, 2020).

2.2.2. Bateria ZEBRA

A bateria ZEBRA (*Zero Emission Battery Research*) é também conhecida como bateria de sal fundido, pois utiliza o sal como eletrólito. Sua arquitetura é considerada sustentável, devido a abundância com que o sal de sódio é encontrado no ambiente. Esse tipo de bateria faz uso de eletrodos no estado líquido e, em razão disso, apresentam uma elevada temperatura de operação, em torno de 270 ºC a 350 ºC. Essa característica está atrelada a desvantagens, como risco na segurança dos passageiros e tempo para aquecimento até a temperatura de operação de 12 a 24 horas, inviabilizando operações repentinas e não programadas (Orrico, 2013).

2.2.3. Bateria níquel metal-hidreto

As baterias níquel metal-hidreto (Ni-MH) são utilizadas por muito veículos híbridos, como o Toyota Prius, e seu sucesso está atrelado à sua alta densidade energética (40% maior que a sua antecessora de Ni-Cd). Entretanto, essa tecnologia ainda apresenta suas deficiências. Algumas delas são: a auto-descarga muito

elevada; temperatura de operação inferior a de outras baterias; e o fato de que sua carga não poder ser integralmente descarregada, tornando inconveniente seu uso em BEVs. Além disso, a presença do metal pesado níquel em sua composição gera preocupações quanto a sua sustentabilidade. (Orrico, 2013; Castro et al., 2015).

2.2.4. Bateria íon-lítio (Li-íon)

A família das baterias de íon-lítio é a mais popular para aplicações em veículos elétricos mais modernos, e pode ser construída a partir de diferentes composições químicas. Apresentam elevada densidade energética, resistência a altas taxas de carga e descarga e ausência de efeito memória, além de serem menos danosas ao ambiente quando descartadas. São frágeis, e necessitam de um circuito de proteção para preservar a segurança de sua operação (Ataide, 2010; Orrico, 2013).

O lítio é um elemento químico pequeno e leve, que proporciona à suas baterias maior geração de energia por unidade de massa. A energia específica das baterias Li-íon é duas vezes maior que as de Ni-MH e quatro vezes maior que as de Pb-Ac, fazendo com que sejam mais leves e compactas para a mesma capacidade de armazenamento. Como tamanho e peso são fatores importantes para a escolha de baterias para VEs, as baterias de Li-íon se tornam opções vantajosas para essa aplicação (Castro et al., 2015).

No jipe e-Stark, optou-se por utilizar módulos de baterias do tipo Li-íon, modelo 16S1P-LF90K da fabricante EVE Battery. Cada um dos sete módulos, arranjados em série, possui 51,2 V de tensão nominal (totalizando 360 V na saída do conjunto) e capacidade de 91.2 Ah. As baterias serão amparadas por uma estrutura metálica, que comporta um trocador de calor. Os sete módulos estão em contato direto com a superfície de alumínio do trocador de calor, constituído por uma cuba fechada e um conjunto de chicanas em seu interior, que constroem o trajeto pelo qual do fluido de arrefecimento deve seguir. A Fig. (5) ilustra a disposição dos sete módulos de baterias da EVE sobre a estrutura e o trocador de calor.

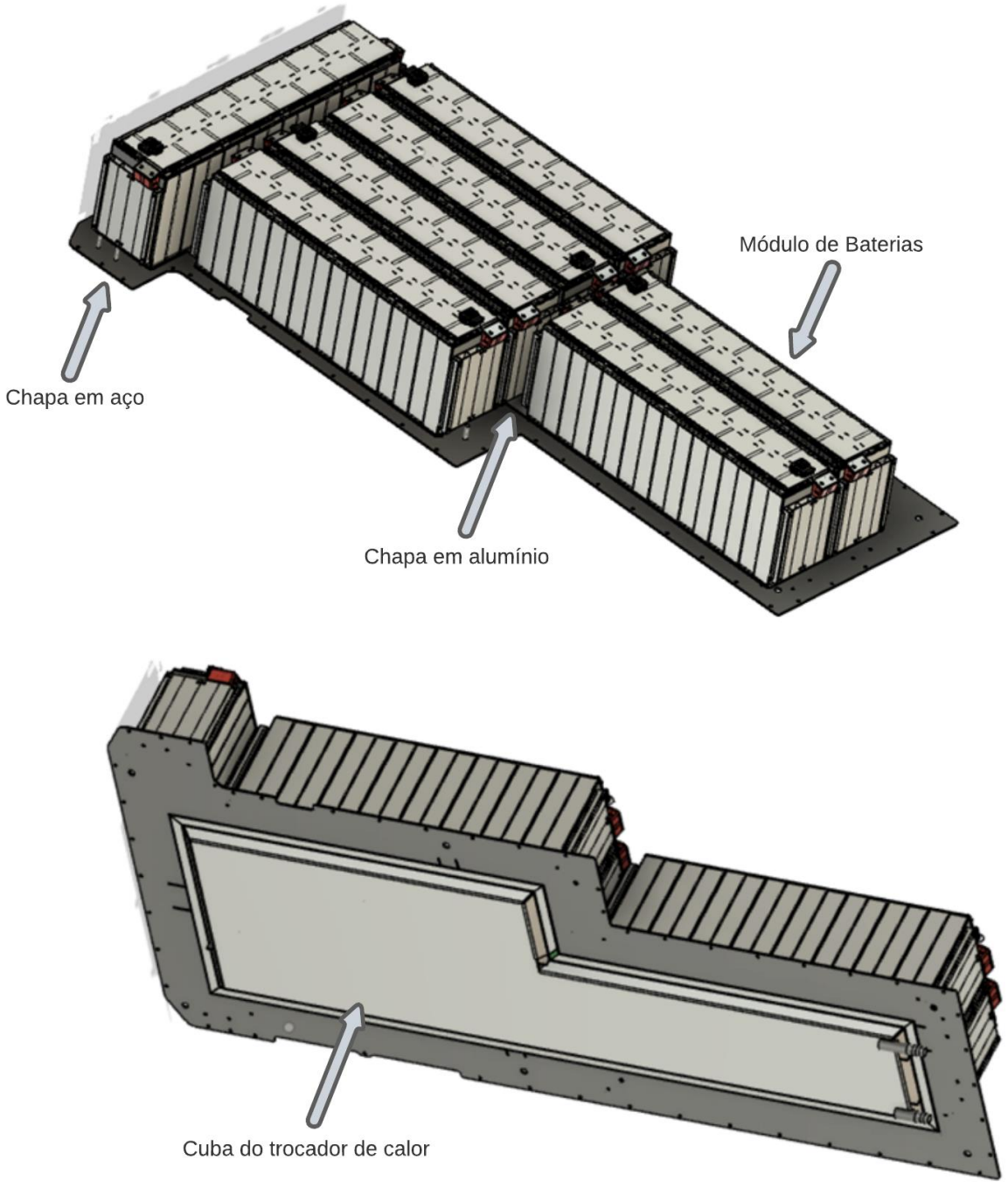


Figura 5. Estrutura que comporta as baterias e trocador de calor.
Fonte: autora.

A Tabela (1) compara as principais características das baterias citadas nessa seção.

Tabela 1. Comparativo entre os tipos de baterias.

Tipo de baterias	Energia Específica (Wh/kg)	Densidade de Energia (W/kg)	Potência Específica (W/kg)
Pb-Ac	35	100	180
ZEBRA	90 - 120	180 - 220	155
Ni-MH	70 - 95	160	200 - 300
Li-íon	118 - 250	200 - 400	200 - 430

Fonte: Pinheiro, 2013.

2.3. MOTORES ELÉTRICOS

Nos VEs em geral, a função exercida pelo motor elétrico está relacionada à configuração e arquitetura do veículo (Item 2.1.1). Atuando como propulsor, o motor elétrico transforma a energia elétrica recebida dos armazenadores em energia mecânica; já o funcionamento como gerador é capaz de converter energia mecânica em elétrica para alimentar o banco de baterias (Magalhães, 2014). No caso de um VEAE, o motor elétrico é totalmente responsável pela propulsão do veículo.

Magalhães (2014) afirma que os quatro tipos de motores elétricos (Fig. 6) mais suscetíveis a serem implementados em VEs são os motores DC, motores de relutância variável, motores de indução e motores de ímãs permanentes, sendo os dois últimos os mais utilizados atualmente para essa aplicação.

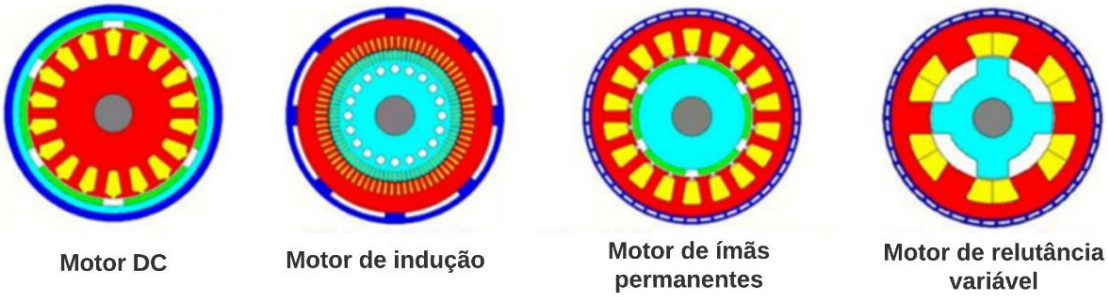


Figura 6. Seção transversal dos motores elétricos.
Fonte: Dias, 2013.

2.3.1. Motor DC

Os motores elétricos DC funcionam com a aplicação de corrente contínua (DC) aos seus enrolamentos. É constituído de um estator, um rotor com escovas, um eixo, e a armadura. A corrente elétrica passa pelo rotor, tornando-o um eletroímã, e

seu campo magnético gerado reage como campo magnético do estator, formando o binário capaz de girar o eixo do motor. Para perpetuar o movimento giratório do eixo é necessário que o rotor se mantenha energizado, isto é, passe corrente permanentemente por ele. Para isso, usa-se escovas - peças constituídas de material condutor que se mantêm em contato com o rotor mesmo em movimento (Magalhães, 2014 apud Oliveira, 2018).

Os motores elétricos DC se destacam pela maturidade de sua tecnologia, boa relação binário/velocidade e pelo controle de velocidade simples e acessível. Entretanto, a presença de escovas exige que motores elétricos DC passem por mais manutenções, possuem baixa eficiência e fiabilidade (Magalhães, 2014). Umas das aplicações desse motor é vista no *Citroën Berlingo Hybrid*.

2.3.2. Motor de Relutância Variável (SRM- *Switched Relutance Motor*)

De funcionamento simples, esse motor conta com um estator e um rotor, magnetizados por meio de uma bobina. O desalinhamento dos campos magnéticos gera um binário e faz com que o rotor gire.

As principais vantagens do motor de relutância variável são sua robustez, simplicidade de construção e de controle, e notável relação torque/velocidade. Além disso, são capazes de trabalhar em faixas de potência constante consideravelmente longas. Suas desvantagens se relacionam principalmente ao ruído, interferência eletromagnética e oscilação de torque.

2.3.3. Motor de Indução

Assim como o motor DC, o motor de indução também é construído a partir de um estator e um rotor constituído de alumínio ou cobre. No estator estão presentes três bobinas, que quando alimentadas por corrente alternada (AC) produzem um campo magnético de 120º de defasagem cada uma. Esse campo magnético induz outro campo magnético no rotor, fazendo-o girar (Magalhães, 2014).

O motor de indução apresenta baixo custo e manutenção, robustez e pode ser operado em ambientes desfavoráveis, sendo características que corroboram a sua implementação em VEs. Contudo, esse tipo de motor possui baixa eficiência na conversão da energia, baixo fator de potência e elevadas perdas (Magalhães, 2014). Este motor pode ser visto aplicado no BMW X5 *Hybrid.*

2.3.4. Motor de ímã permanentes

O motor de ímãs permanentes funciona por meio de uma corrente alternada, a qual deve apresentar frequência variável. No estator, onde se encontram as bobinas, passa a corrente elétrica e gera um campo magnético. Esse campo interage com o rotor de ímãs permanentes, atraindo-o ou repelindo-o, de forma a gerar um binário de rotação no eixo do rotor. Nesse tipo de motor não há comutadores ou escovas, e a comutação da corrente normalmente se dá através de sensores ligados ao inversor (Seção 2.4) (Magalhães, 2014).

Também conhecidos como motores síncronos, uma de suas características é o campo magnético constante, resultando em uma estreita faixa de potência constante que acaba por limitar sua escala de velocidades, apesar de já existir recursos capazes de minimizar esse problema a ponto de a gama de velocidades aumentar de três a 4 vezes a velocidade base. Suas principais vantagens o tornam bastante competitivo para o uso em VEs, como alta eficiência, a alta densidade de potência e boa relação de peso e volume quando comparado aos motores de indução (Magalhães, 2014). Este motor está presente no *powertrain* do veículo Toyota RAV4.

Em síntese, baseando-se no estudo de cada tipo de motor, é possível atribuí-los algumas características, como descrito por Nanda e Kar (2006 apud Tanaka, 2013):

- O motor elétrico DC é o tecnologicamente mais maduro;
- Motores de indução são os mais baratos;
- Motores de indução e de relutância variável exigem menos manutenção e são mais confiáveis;
- Motores de ímãs permanentes são os mais eficientes;
- Motores de indução e de ímãs permanentes são os mais utilizados.

No projeto do veículo e-Stark, o motor que será implementado é do tipo ímãs permanentes, da fabricante MAGELEC, modelo M24Px-S-19 (Fig. 7).

Figura 7. Motor de ímãs permanentes MAGELEC M24Px-S-19.
Fonte: MAGELEC Propulsion.

2.4. INVERSOR DE FREQUÊNCIA

O inversor de frequência é um dispositivo eletrônico responsável pelo controle da velocidade, torque, potência e acionamento do motor elétrico por meio da variação de tensão e frequência de entrada do motor. É o único sistema de controle da propulsão em veículos do tipo BEVs e VEAE (onde motor a combustão é inexistente ou não executa função de propulsor). Para veículos de passeio a variação da frequência e corrente ocorre de forma expressiva, devido ao regime de operação em circuitos urbanos que exige torque elevado e ampla cadeia de velocidades (Fernandes, 2015; Moraes et al., 2021).

O inversor de frequência que será implementado no e-Stark é da fabricante INVT, modelo GVD550-5L14-140.

2.5. CONVERSOR DE POTÊNCIA

O conversor de tensão DC/DC executa a tarefa de converter um determinado grau de tensão DC em outra magnitude de tensão DC de maior ou menor valor, dependendo da aplicação. Assim como para valores de tensão, esse equipamento também pode ser utilizado para ajuste de corrente (Doreftei, 2014).

No caso de VEs, mais especificadamente no jipe e-Stark, o conversor possui o objetivo de transformar a alta tensão de 360 V da saída do conjunto de baterias (principal fonte de energia do veículo) em tensões mais baixas, compatíveis com a bateria auxiliar de chumbo-ácido. Isso permite que a bateria de chumbo-ácido,

responsável por alimentar circuitos eletrônicos de sistemas periféricos do veículo, seja recarregada pelo próprio conjunto de baterias de alta tensão.

O conversor DC/DC que será utilizado no e-Stark o é da fabricante DILONG, modelo DE3000RK-390S14RC.

3. GERENCIAMENTO TÉRMICO AUTOMOTIVO

Este capítulo trata dos sistemas que irão compor o sistema térmico integrado do e-Stark, objeto de estudo desse trabalho. Além disso, serão definidas as condições de contorno utilizadas para a análise do conjunto.

3.1. CONDIÇÕES DE CONTORNO

O jipe e-Stark é um projeto nacional, com foco de utilização em território brasileiro. Em razão da grande extensão territorial do Brasil e as diferentes condições climáticas nas quais o e-Stark pode estar operando, é necessário que o sistema térmico que gerencia a temperatura dos componentes seja capaz de atender a demanda dos componentes, seja para arrefecimento ou para aquecimento, caso que ocorre exclusivamente para as baterias.

Para exemplificar as possíveis variações de clima, recorreu-se as algumas condições climáticas que são encontradas no país. Na cidade de Urupema (SC), considerada uma das mais frias do Brasil, foi registrada a temperatura de -7,4 °C em julho de 2021 (Borges, 2021), com umidade relativa média de 83% nesse mês (Climate-Data). Em contra partida, a cidade de Bom Jesus (PI) registrou a temperatura de 40,2 °C e umidade relativa de 10% em setembro do mesmo ano (Serena, 2021). Em Curitiba (PR), no dia 06 de abril de 2022, houve temperatura de 20 °C, com umidade relativa de 40 °C. A Tabela (2) resume essas informações, que serão utilizadas como as condições de contorno da análise.

Tabela 2. Temperatura e umidade de Urupema (SC), Bom Jesus (PI) e Curitiba (PR).

Cidade	Temperatura	Umidade relativa
Urupema (SC)	-7,4 °C	83%
Bom Jesus (PI)	40,2 °C	10%
Curitiba (PR)	20 °C	40%

Fonte: autora.

3.2. SISTEMA DE ARREFECIMENTO

O sistema de arrefecimento tem como fundamento a conservação temperatura de trabalho dos componentes como motor elétrico, inversor de frequência, conversor DC/DC e as baterias, que, quando em funcionamento, demonstram um aumento de temperatura gerado basicamente por dois fatores: atritos internos e Efeito Joule. Em uma análise longa, o aquecimento das peças pode danificá-las, o que acarreta na diminuição da vida útil e perdas significativas na eficiência energética (Moraes et al., 2021).

No caso de um veículo elétrico, onde há a presença de baterias, surge uma nova variável que também deve ser controlada: além de arrefecimento, as baterias podem precisar de aquecimento, quando se encontram em temperatura abaixo da recomendada. O controle térmico das baterias é importante para assegurar um bom desempenho, vida útil e evitar danos irreversíveis, e deve obedecer às especificações do fabricante. As baterias de íon-lítio, de modo geral, devem ser mantidas na faixa de 20 ºC a 40 °C, de acordo com Bufalo et al. (2017).

As temperaturas de operação dos componentes a serem arrefecidos são descritas na Tab. (3).

Tabela 3. Especificações de temperatura dos componentes.

Componente	Temperatura de operação	Temperatura ideal
Conversor DC/DC	-40 °C a 85 °C	Não especificado
Inversor	-40 °C a 85 °C	Não especificado
Motor elétrico	-30 °C a 80 °C	55 °C
Baterias íon-lítio	-20 °C a 55 °C	20 °C a 40 ºC

Fonte: autora.

Em síntese, o sistema de térmico de arrefecimento e aquecimento deve ser capaz de manter os componentes na maior parte do tempo na sua temperatura ideal de trabalho. Para isso, faz-se uso de um líquido de arrefecimento que, impulsionado por uma bomba elétrica, percorre o interior dos componentes e troca calor. Com o aumento da temperatura do fluido, torna-se necessário passá-lo por um trocador de calor, voltando à temperatura inicial do ciclo (Moraes et al., 2021).

Trocadores de calor são equipamentos essenciais para o sistema de arrefecimento, e desempenham a função de trocar calor entre dois fluidos em diferentes temperaturas. O transporte de energia flui do fluido de maior temperatura

para o de menor temperatura, e acontece por meio da condução nas paredes dos tubos e convecção entre os fluidos de trabalho (Melo, 2019).

Na indústria automotiva, o sistema de arrefecimento líquido forçado é o mais empregado, e faz uso de uma solução aquosa como fluido refrigerante. Esse tipo de sistema permite o controle e manutenção de uma temperatura média mais baixa dos componentes solicitados termicamente, contribuindo para uma melhor eficiência térmica desses equipamentos em razão de estarem trabalhando em temperaturas adequadas (Melo, 2019). O termo “forçado” se dá em razão da utilização de uma bomba d’água elétrica como forma de impulsionar o fluido pelas mangueiras e dutos do interior das carcaças, mantendo o escoamento e resistindo às perdas de pressão ao longo do circuito (Ramos, 2021).

A bomba d’água elétrica que compõe o projeto do e-Stark é uma bomba 12 V de até 15 litros por minuto e 4,2 bar de pressão, da fabricante MATSURI.

Partindo de uma análise generalizada, para um fluido ser capaz de atuar como refrigerante é necessário que ele obedeça a alguns requisitos, como: boa condutividade térmica, elevado calor específico e temperatura de autoignição, baixa viscosidade, propriedades térmicas e químicas estáveis e não corrosivas (Damasceno e Oliveira, 2013 apud Silva e Corrêa, 2018).

As fabricantes do motor elétrico e do inversor de frequência recomendam o uso de uma mistura composta por de 50% de água e 50% de aditivo a base de glicol como líquido de arrefecimento. A principal função do aditivo é a redução da temperatura de congelamento e aumento da temperatura de ebulição, de forma que a água se mantenha líquida por uma faixa maior de temperatura. Além disso, possui propriedades que inibem a corrosão e preservam os componentes.

3.3. CLIMATIZAÇÃO AUTOMOTIVA

Em virtude da grande variação térmica que ocorre no Brasil, o sistema de condicionamento de ar (A/C) nos automóveis, antes considerado um item de luxo, têm se tornado cada vez mais relevante para a aquisição de um veículo, possibilitando que os ocupantes adaptem a temperatura da cabine de acordo com a que ofereça maior conforto (Sutil et al., 2019). De acordo como a norma ASHRAE 55, o conforto térmico pode ser definido como “um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa” (ASHRAE, 2004).

A violência urbana, que afeta muitas cidades brasileiras, também é um aspecto que contribui para o interesse em sistemas de A/C automotivo, em razão da sensação de segurança concedida ao transitar com as janelas do veículo fechadas, que, em um país tropical, pode ser desconfortável. Nessa situação, o resfriamento do ar da cabine surge como uma solução para prover conforto térmico aos ocupantes. Outra aplicação importante do sistema A/C para a segurança do veículo é o desembaçamento dos vidros laterais e para-brisas, utilizando o sistema de aquecimento da cabine (Santos, 2005; Sutil et al., 2019).

De modo geral, o procedimento de resfriamento do interior de um veículo compreende na retirada de calor da cabine e sua rejeição para o ambiente externo (Santos, 2005). Para realizar a transferência de calor de um meio para o outro, é adotado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que, juntamente com um circuito auxiliar atribuído à função de aquecimento, forma o sistema de climatização da cabine do veículo (Castro, 2021). Os componentes que constituem esse sistema são descritos abaixo.

3.3.1. Fluido refrigerante

É através do fluido refrigerante que a transferência de calor com o meio é realizada ao longo do ciclo de refrigeração. No projeto em questão, será utilizado o refrigerante R-134a.

3.3.2. Compressor

Principal componente do sistema, o compressor é capaz, por meio de transformações termodinâmicas, de transferir forçadamente a energia térmica de um meio frio para um meio quente. Ao admitir o fluido refrigerante gasoso, realiza um trabalho de compressão sobre esse fluido, aumentando de forma significativa sua temperatura e pressão (Castro, 2021).

3.3.3. Condensador

O condensador é um trocador de calor que executa a função de retirar o calor do fluido refrigerante que sai do compressor superaquecido e expulsá-lo para o meio externo, até que o fluido atinja o estado líquido, ou seja, condensado. Para tornar a troca de calor com o ambiente mais efetiva, o condensador se encontra localizado na área frontal do veículo e conta com um eletroventilador para forçar a passagem do ar pelo equipamento (Castro, 2021).

3.3.4. Filtro acumulador secador

Possui a função de, além de tanque reserva para abastecimento do circuito, absorver a umidade do líquido refrigerante, a fim de impedir que partículas que água congelem na entrada da válvula de expansão. No caso do uso de R-134a como fluido refrigerante, é usado zeolite no interior do filtro para absorção da umidade (Biondo et al, 2013).

3.3.5. Válvula de expansão termostática

A válvula de expansão termostática tem como objetivo reduzir a pressão e temperatura do líquido refrigerante, de forma que ele chegue parcialmente pulverizado ao evaporador. Também realiza o controle do fluxo e da expansão do refrigerante (Biondo et al, 2013).

Esse controle ocorre através de um bulbo instalado na linha de sucção do compressor (ou na saída do evaporador), ligado ao diafragma da válvula por um tubo capilar preenchido com refrigerante. De acordo com a temperatura do refrigerante na saída do evaporador, o fluido no interior do capilar de expande ou contrai, alterando a posição do diafragma e regulando a abertura da válvula, o que consequentemente controla a quantidade de refrigerante enviada ao evaporador (Herzog, 2010).

3.3.6. Evaporador

O evaporador é um trocador de calor localizado na caixa de ar, juntamente como o eletroventilador de climatização. Sua função é resfriar o ar que será impulsionado para a cabine pelo eletroventilador. Ao passar pelo evaporador, o líquido refrigerante absorve a energia do meio e evapora, sendo esta a condição necessária para que o fluido retorne ao compressor e o ciclo de resfriamento se reinicie.

3.3.7. Radiador de ar quente

O radiador de ar quente está localizando dentro da caixa de ar, e utiliza do líquido de arrefecimento em alta temperatura após a troca de calor com os componentes solicitados termicamente para aquecer o ar que será impulsionado para a cabine. Além de oferecer conforto aos ocupantes em dias frios, desempenha a função de desembaçar o para-brisa (Souza, 2018).

3.3.8. Caixa evaporadora

A caixa evaporadora abriga o evaporador e o radiador de ar quente, e é responsável pela distribuição do ar pela cabine. O ar pode fluir pela cabine de diferenças formas, podendo ser aspirado de fora ou do interior do veículo, e passando ou não pelo trocador de ar quente de acordo com a demanda de temperatura solicitada no interior da cabine.

Para controlar o direcionamento do ar pelos dutos no interior da caixa evaporadora, são utilizadas portas que se abrem ou fecham parcialmente. Uma das portas existentes é a porta de mistura de ar, que conduz o ar para passar pelo radiador de ar quente para se atingir a temperatura desejada (Oliveira, 2020).

4. SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO

Neste capítulo, será apresentado o conceito do sistema térmico elaborado para o e-Stark, e como os circuitos de arrefecimento dos componentes, aquecimento das baterias e climatização da cabine trabalham de forma conjunta.

O sistema térmico integrado é dividido em 2 circuitos fechados: o primeiro, trata-se do circuito de líquido de arrefecimento e o segundo trata-se do circuito de líquido refrigerante R-134a.

4.1. CIRCUITO DE LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO

Seguindo o indicado no manual de utilização de seus respectivos fabricantes e levando em conta a temperatura ideal de trabalho dos componentes, o sistema de arrefecimento líquido deve atuar resfriando o motor elétrico, o inversor de frequência, o conversor DC/DC e também as baterias, as quais também podem solicitar aquecimento.

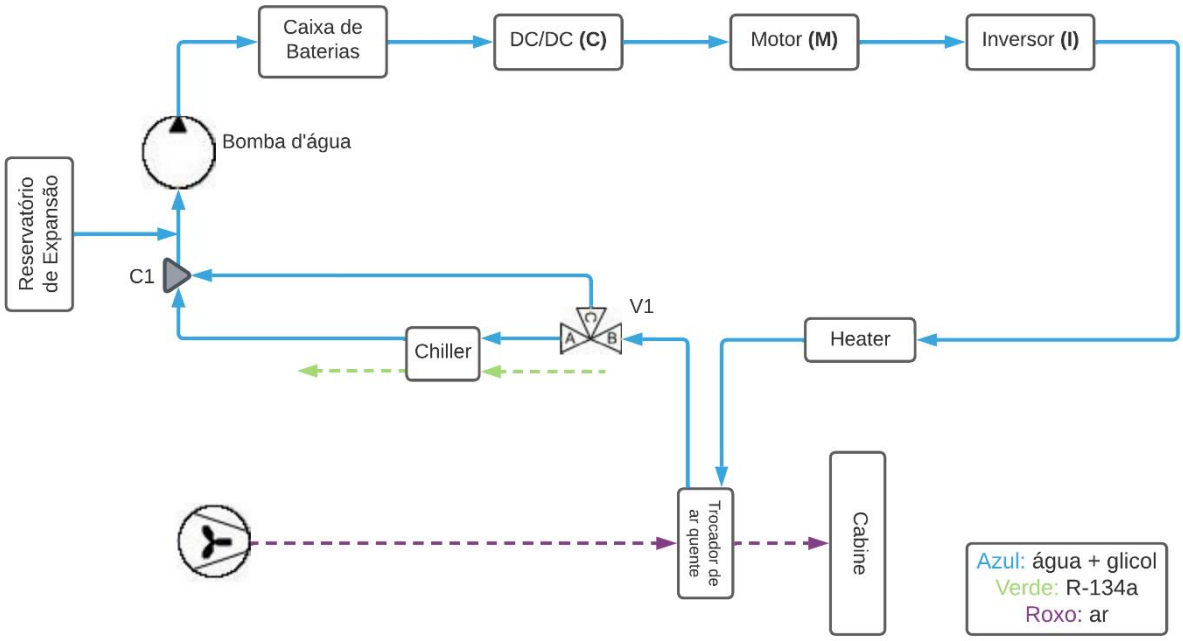


Figura 8. Circuito de líquido de arrefecimento.
Fonte: autora.

O circuito de líquido de arrefecimento (Fig. 8) é composto, primeiramente, pela bomba d'água, a qual impulsiona o líquido de arrefecimento através de uma mangueira até a caixa de baterias, conversor de potência (C), motor elétrico (M) e inversor de frequência (I), dispostos em série e nesta sequência. A ordem pela qual o fluxo de arrefecimento passa pelos quatro componentes foi definida de acordo com a faixa de temperatura de trabalho e principalmente a potência térmica que cada um

rejeita (Tab. 9). Em seguida, o fluido segue em direção ao *heater*, equipamento elétrico responsável por aquecer o fluido de arrefecimento quando reivindicado pelas baterias. O e-Stark utiliza o modelo de *heater* de placa simples da fabricante BorgWarner, com 5kW de potência.

Em seguida, o líquido de arrefecimento quente desloca-se pelo radiador de ar quente da cabine. Para que ocorra o aquecimento da cabine, é necessário que o ar que será conduzido ao seu interior passe pelo radiador e troque calor com o líquido quente. Quando o ar não é direcionado ao radiador de ar quente, não há troca de calor. Dessa forma, o acionamento da função ar quente do veículo é determinado pelo direcionamento do ar pela porta de mistura de ar da caixa evaporadora para o radiador de ar quente.

A válvula *by-pass* do *chiller*, representada por V1 na Fig. (10) é uma válvula 3/2 vias comandada por solenoide, localizada depois do radiador de ar quente, tem função de direcionar o fluxo de líquido de arrefecimento que sai quente após percorrer as baterias e o conjunto de componentes conversor-motor-inversor (C-M-I). Em sua posição de repouso, a válvula encaminha o líquido por uma mangueira diretamente à conexão C1, onde se une à mangueira de entrada da bomba d'água.

Quando a válvula é acionada, o líquido é obrigado a passar por um trocador de calor a placas brasado, ou "*chiller*". Nesse trocador de calor, o transporte de energia acontece entre dois fluidos líquidos, sendo eles o líquido de arrefecimento quente e o líquido refrigerante R-134a frio, pertencente ao circuito do ar condicionado. O líquido de arrefecimento cede calor ao R-134a, sua temperatura cai e ele retorna à bomba d'água em condições propícias para arrefecer os componentes. O modelo de chiller que compõe o sistema térmico do e-Stark é o AC70X da Alfa Laval, com 50 placas.

4.2. CIRCUITO DE LÍQUIDO REFRIGERANTE R-134a

O circuito de líquido refrigerante R-134a (Fig. 9), responsável pelo funcionamento do ar condicionado do veículo, atua como um ciclo de refrigeração comum, com a inclusão do trocador de calor *chiller* em série com o evaporador.

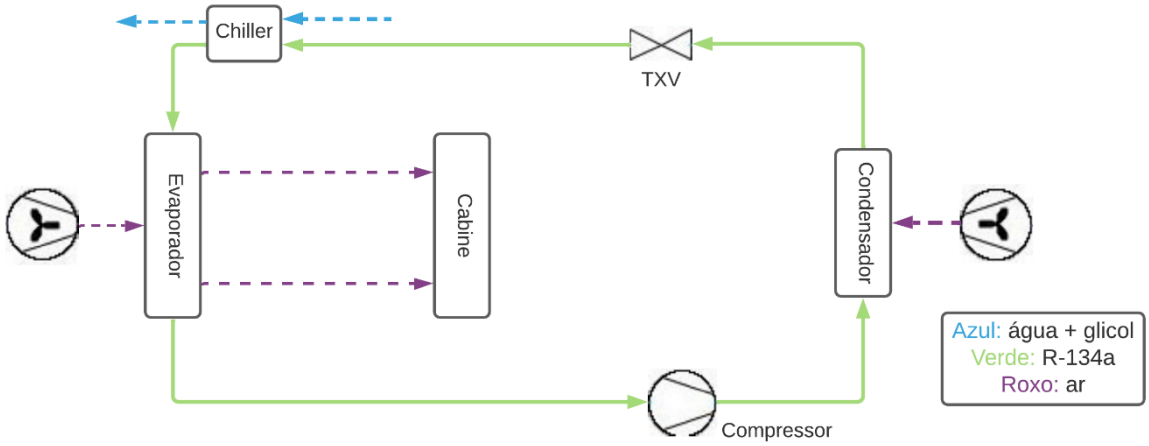


Figura 9. Circuito de líquido refrigerante.
Fonte: autora.

O ciclo se inicia na compressão do fluido refrigerante R-134a em estado gasoso pelo compressor, causando um aumento expressivo na sua temperatura e pressão. Em seguida, o gás atinge o condensador, por onde cede calor para o ambiente e se torna líquido. Ao sair do condensador, o líquido refrigerante segue para a válvula de expansão termostática, dispositivo que provoca uma drástica queda de pressão e temperatura no sistema.

Após a válvula de expansão termostática, o fluido refrigerante passa por dois trocadores de calor. O primeiro é o *chiller*, onde ocorre a troca de calor com o líquido de arrefecimento quente. Em seguida, o refrigerante segue para o evaporador, ganhando mais temperatura ao retirar calor do ar. Os processos termodinâmicos que ocorrem nos dois trocadores de calor em série devem ser suficientes para que o fluido refrigerante evapore completamente e chegue ao compressor líquido, evitando danos ao componente.

No e-Stark será utilizado um compressor de velocidade variável, e a sua carga é ajustada de acordo com as demandas do *chiller* e do evaporador, uma vez que esses componentes atuam de forma independente entre si.

4.3. SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO: CONCEITO

O conceito do sistema térmico integrado implementado no e-Stark é ilustrado na Fig. (10).

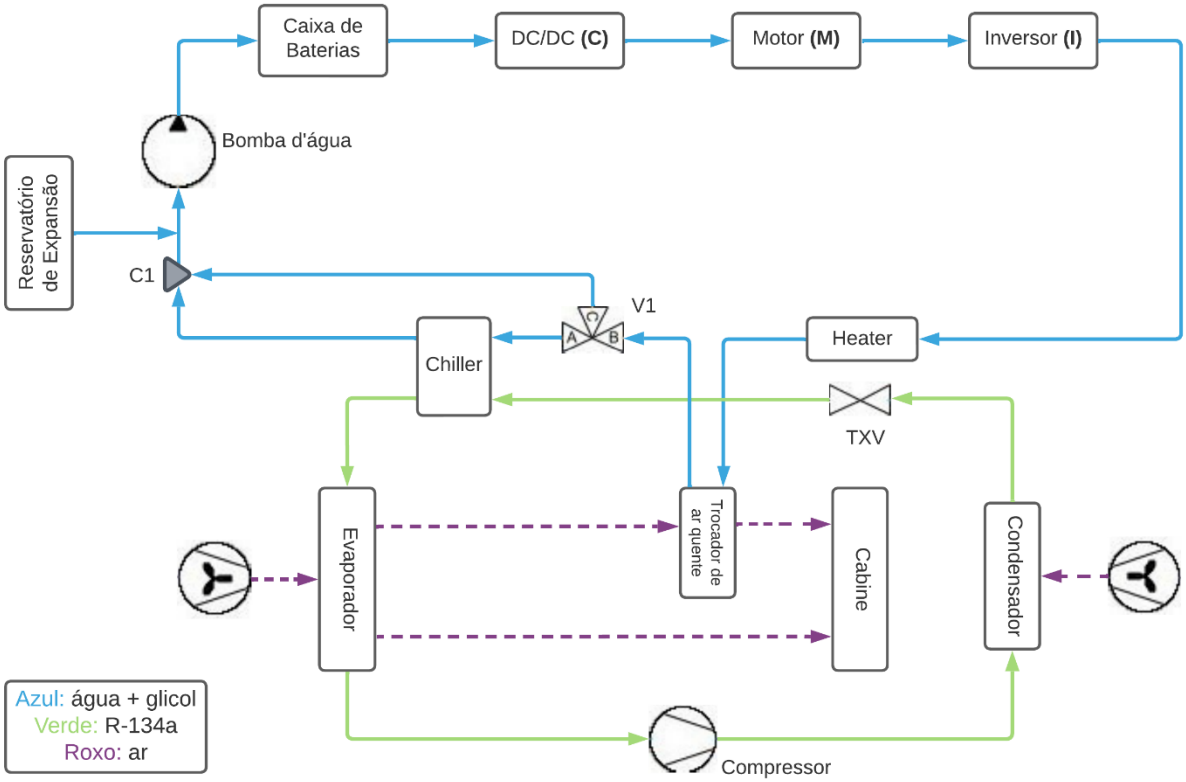


Figura 10. Sistema térmico integrado.
Fonte: autora.

De acordo com as temperaturas dos componentes, o sistema pode operar em três modos térmicos: modo de manutenção, modo de resfriamento e modo de aquecimento. Em razão da faixa de temperatura de operação menor e mais estreita, a bateria é utilizada como referência e é o principal item que define qual o modo térmico deve estar atuando. A extensa faixa de temperatura de operação do conjunto C-M-I engloba a faixa de temperatura ideal para a bateria, podendo, portanto, trabalhar sem prejuízos conforme o requisitado pelas baterias.

4.3.1. Modo de manutenção

O modo de manutenção de temperatura opera quando não há intenção em resfriar ou aquecer nenhum dos componentes forçadamente, ou quando espera-se um aquecimento em razão do próprio funcionamento dos componentes, poupando o uso do modo de aquecimento. Nessa configuração, o aquecedor elétrico *heater* se

encontra desligado e o fluxo de líquido de arrefecimento pelo *chiller* é interrompido pela posição da válvula, a qual conduz o fluido diretamente para a bomba d'água.

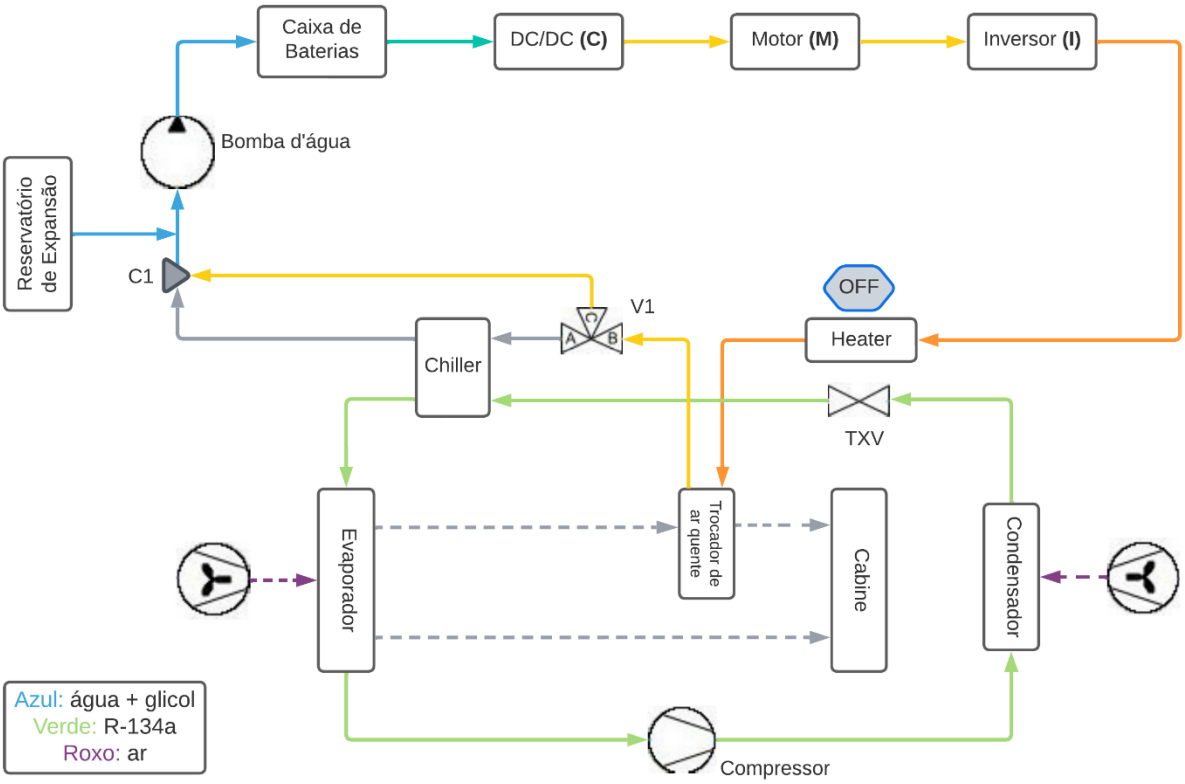


Figura 11. Sistema térmico integrado: modo de manutenção.
Fonte: autora.

4.3.2. Modo de resfriamento

O modo de resfriamento é acionado quando existe uma demanda de resfriamento das baterias e do conjunto C-M-I. É seguro dizer que, quando as baterias exigem ser resfriadas, o mesmo acontece com o conjunto C-M-I, uma vez que a rejeição de calor e consequente necessidade de arrefecimento é maior para esses componentes. A descrição sequenciada do funcionamento do modo de resfriamento é listada abaixo e apresentada na Fig. (12)

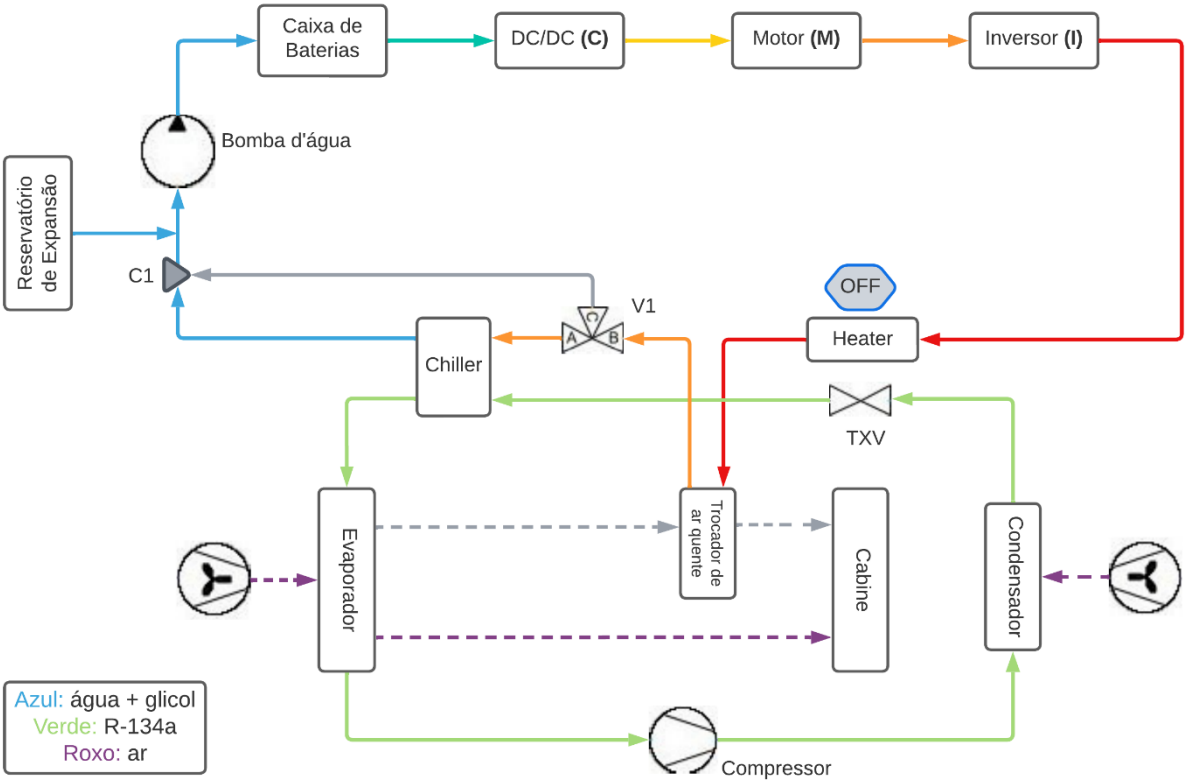


Figura 12. Sistema térmico integrado: modo resfriamento.
Fonte: autora.

- A água é impulsionada pela bomba até a caixa de baterias, resfriando as baterias e recebendo calor.
- Em seguida, fluxo segue para o conjunto C-M-I, disposto em série, onde ocorre a troca de calor com cada componente.
- O fluxo de água, que após a troca de calor se encontra quente, passa pelo *heater*, que no Modo de Resfriamento se encontra desligado.
- A água quente é então levada ao trocador de ar quente da cabine, que pode ou não ser executar essa função, dependendo apenas da solicitação dos ocupantes.
- Ao sair do trocador de ar quente, o fluxo segue para a válvula V1, a qual se encontra aberta na porta “A”, permitindo acesso ao *chiller*.
- Ao fluir pelo *chiller*, a água é resfriada e enviada para a bomba d’água, reiniciando o circuito.

4.3.3. Modo de aquecimento

O modo de aquecimento atua quando as baterias se encontram abaixo da temperatura de trabalho e requerem aquecimento. Nessas condições, é utilizado o aquecedor elétrico *heater,* juntamente com o calor rejeitado pelo conjunto C-M-I, para aquecer as baterias. A descrição do funcionamento do modo de aquecimento é descrita abaixo, com o auxílio da Fig. (13).

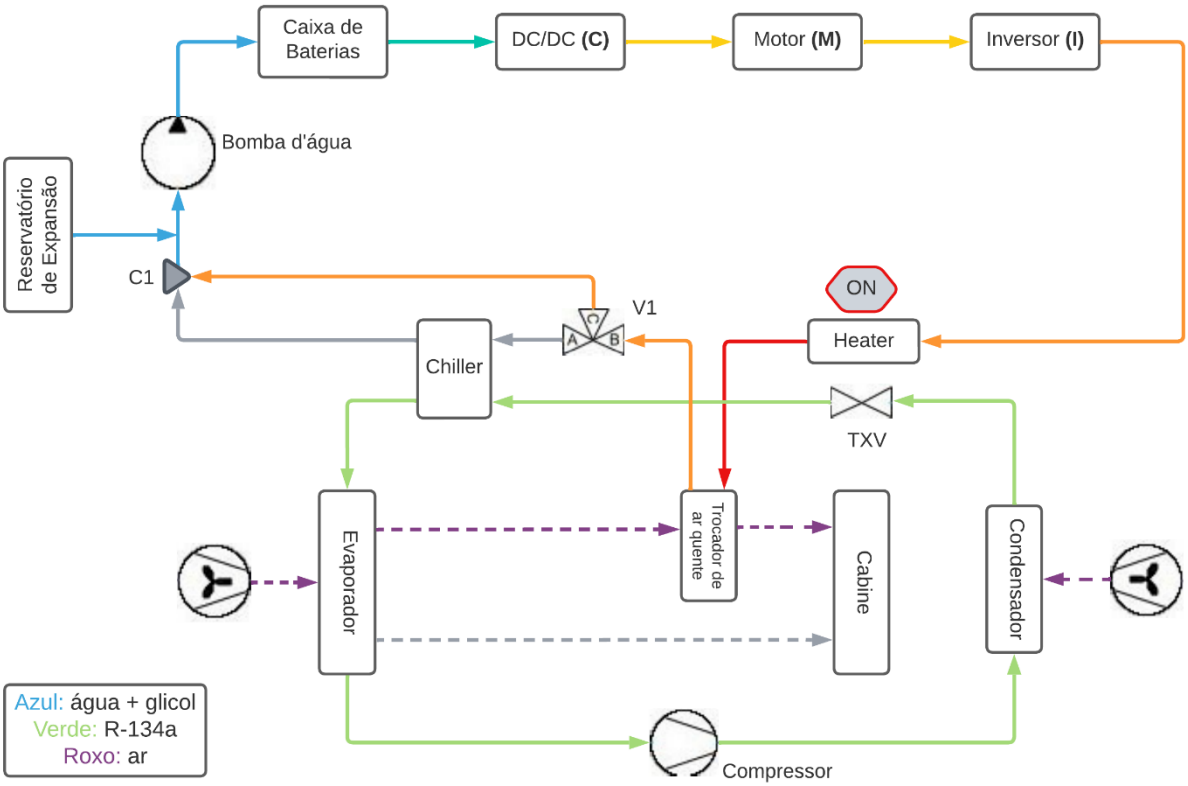


Figura 13. Sistema térmico integrado: modo aquecimento.
Fonte: autora.

- A água, inicialmente em temperatura ambiente, é impulsionada pela bomba até a caixa de baterias.
- Em seguida, fluxo segue para o conjunto C-M-I, disposto em série, onde ocorre a troca de calor com cada componente.
- O fluxo de água passa pelo *heater.* Este equipamento está ligado no caso em que as baterias reivindicam aquecimento. O calor cedido pelos componentes colabora para o aquecimento do fluido de arrefecimento.
- A água quente é então levada ao trocador de ar quente da cabine, que pode ou não ser executar essa função, dependendo apenas da solicitação dos ocupantes.

- Ao sair do trocador de ar quente, o fluxo segue para a válvula V1, a qual se encontra aberta na porta “C”, impedindo o acesso ao *chiller,* uma vez que não há intenção de resfriar a água.
- Em seguida, o fluxo segue para a bomba d’água, dando continuidade ao o circuito.

Na próxima seção, será descrito o exemplo disponibilizado pela *MathWorks* que referenciou o método de simulação do conceito do sistema térmico integrado desenvolvido para o e-Stark.

4.4. EXEMPLO DO MATLAB/SIMULINK: *ELETRIC VEHICLE THERMAL MANAGEMENT*

O MATLAB/Simulink disponibiliza um exemplo de um Sistema de Gerenciamento Térmico de Veículos Elétricos. No ambiente Simulink, por meio de subsistemas e programação orientada a objetos, somos apresentados à arquitetura do modelo, composta por um conjunto de blocos configuráveis e ligações, que representam os elementos reais e a forma com que eles se conectam. Por se tratar de um modelo desenvolvido para simulação de veículos, espera-se e assume-se que cada objeto e subsistema seja adequado para a aplicação automotiva.

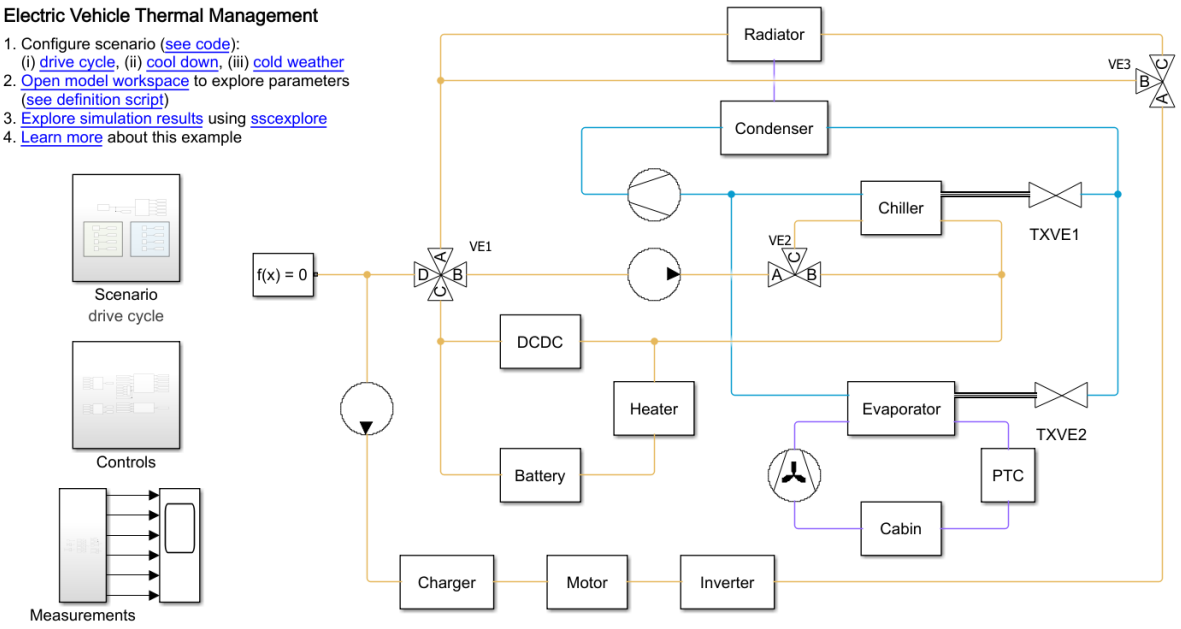


Figura 14. Exemplo do MATLAB/Simulink: *Eletric Vehicle Thermal Management.*
Fonte: MathWorks, Inc.

O sistema da Fig. (14) é composto por dois circuitos de arrefecimento, podendo estar associados em série ou paralelo, e um circuito destinado ao sistema

de ar condicionado e climatização da cabine. O funcionamento desse sistema, segundo a desenvolvedora do software, é descrito abaixo.

Os dois circuitos de arrefecimento podem atuam em série ou em paralelo entre si, sendo este controle feito por meio da válvula de 4 vias VE1. O modo em série é utilizado para climas frios, onde o calor rejeitado pelo carregador (*charger*), motor e inversor (*inverter*) são utilizados para aquecer as baterias (*battery*). Como fonte adicional de calor, é inserido no sistema um aquecedor (*heater*), para suprir a demanda de aquecimento quando a fornecida pelos três componentes arrefecidos for não insuficiente.

Em clima morno, o modo em série continua atuando, e tanto as baterias como os elementos do *powertrain* são arrefecidos pelo radiador (*radiator*). Já para climas quentes, os dois circuitos operam em modo paralelo. Dessa forma, um circuito de arrefecimento resfria o sistema de *powertrain* por meio do radiador, enquanto no outro circuito as baterias são resfriadas através do *chiller*.

O circuito do ar condicionado é composto pelo compressor, condensador (*condenser*), duas válvulas de expansão TXVE1 e TXVE2, um *chiller* e um evaporador (*evaporator*). O *chiller* atua como um reforço para dias quentes, quando somente o radiador não é capaz para arrefecer todos os componentes solicitados termicamente. O evaporador é o trocador de calor responsável por resfriar o ar da cabine do veículo. As duas válvulas de expansão, localizadas na entrada de cada um dos trocadores de calor (dispostos em paralelo entre si), expandem o fluido refrigerante, reduzindo sua temperatura. Nos trocadores de calor, o fluido refrigerante em baixa temperatura recebe o calor advindo do meio a ser resfriado – no caso do evaporador, o ar da cabine; no caso do *chiller*, o líquido de arrefecimento. Para aquecer a cabine em dias frios, esse modelo ainda conta com um aquecedor PTC.

5. METODOLOGIA

Neste capítulo, será apresentada a metodologia adotada para o desenvolvimento do trabalho.

O MATLAB é um software interativo de cálculo numérico, geração de gráficos e programação criado pela *MathWorks, Inc,* que possibilita a elaboração de algoritmos, desenvolvimento de modelos e análise de dados. O software foi projetado a partir de uma linguagem onde todas as variáveis inseridas são manipuladas na forma de matrizes, justificando o nome *Matrix Laboratory* (tradução do inglês, Laboratório de Matrizes), cuja abreviação é MATLAB (Azevedo, 2013).

Altamente integrado ao MATLAB, o Simulink, também da *MathWorks, Inc,* é uma ferramenta que se utiliza de modelos representados por diagramas de blocos para a simulação de sistemas dinâmicos. O Simulink fornece uma biblioteca composta por blocos configuráveis, a fim de representar elementos específicos de um sistema (Azevedo, 2013).

Um bloco pode representar um componente físico, um pequeno sistema ou uma função, sendo, em todos os casos, caracterizado por uma relação de entrada e saída. À medida que um modelo se torna mais complexo, uma estratégia para a simplificação é reunir os blocos em subsistemas. Um conjunto de blocos agrupados em um único bloco é denominado de subsistema (*MathWorks, Inc*).

O uso de subsistemas contribui na organização do modelo e institui uma relação hierárquica no diagrama, onde os subsistemas se encontram uma camada e os blocos que os compões estão em outra. Além disso, essa estratégia mantêm os blocos funcionalmente relacionados juntos, e estabelece uma interface com entradas e saídas (*MathWorks, Inc*).

Uma das bibliotecas do Simulink é o Simscape Fluids, voltada para a modelagem e simulação de sistemas fluidos. Segundo a própria desenvolvedora *MathWorks, Inc*, a biblioteca do Simscape Fluids engloba modelos de bombas hidráulicas, atuadores, tubulações, válvulas e trocadores de calor, sendo uma opção ideal para sistemas onde a energia é fluida, como em sistemas de refrigeração e arrefecimento. O artifício de se ter blocos que reproduzem componentes físicos reais elimina a necessidade do uso de formulações matemáticas para representar os princípios físicos aplicados (Azevedo, 2013).

A integração entre os dois softwares permite parametrizar variáveis e algoritmos descritas em MATLAB e projetá-las no modelo desenvolvido em ambiente Simulink, assim como exportar resultados de simulações do Simulink para o MATLAB.

O MATLAB/Simulink vem adquirindo cada vez mais destaque no âmbito acadêmico, e razão de sua vasta aplicação e flexibilidade e a facilidade de utilização (Freitas e Morelato, 2005).

O sistema térmico integrado do e-Stark será modelado no Simulink, a partir da biblioteca Simscape Fluids, utilizando um exemplo disponibilizado pela própria *MathWorks* adaptado. Essas adaptações têm como objetivo corrigir o exemplo para a arquitetura do sistema térmico do e-Stark, o que abrange a inclusão e retirada de blocos, e também ajustar o código de programação para que o controle do sistema obedeça às demandas de resfriamento, aquecimento ou manutenção de temperatura que foram mostradas na Seção (4.3).

5.1. IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA TÉRMICO INTEGRADO NO SIMULINK

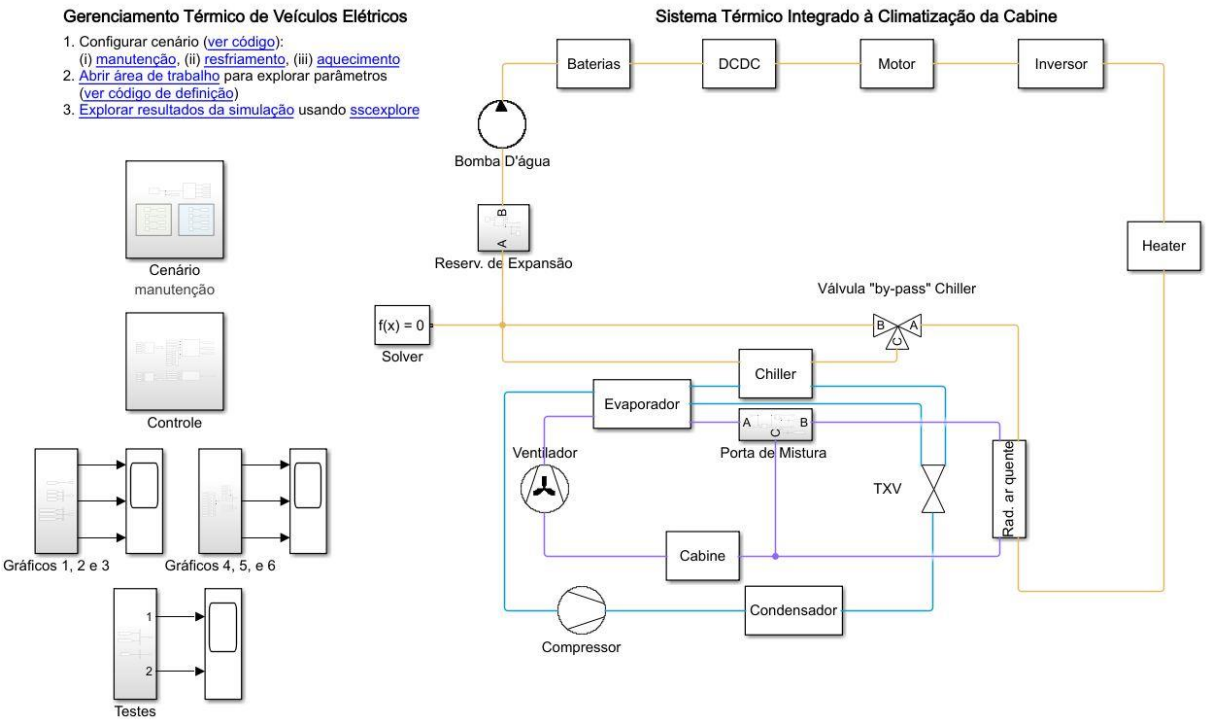


Figura 15. Sistema térmico integrado modelado no Simulink.
Fonte: autora.

A Figura (15) mostra a representação do modelo do e-Stark no ambiente Simulink. Para adequar o modelo disponibilizado pelo software para o conceito do e-Stark a ser avaliado, serão necessários alguns ajustes, sendo os principais deles:

- Cenários de operação e condições de contorno;
- Demanda de potência e rejeição de calor;
- Sistemas de controle;
- Ajuste dos subsistemas que participam do sistema térmico do e-Stark.

Os tópicos listados acima serão melhor discutidos ao decorrer deste capítulo.

5.1.1. Cenários de operação e condições de contorno

Para avaliar o comportamento do sistema sob diferentes circunstâncias, o software Simulink permite que sejam definidos cenários de operação, que exemplificam condições as quais o veículo está submetido no momento da análise. Para esse trabalho, serão avaliados os três modos térmicos – manutenção, aquecimento e resfriamento -, levando em conta qual é o mais adequado para cada condição climática brasileira descrita na Tab. (4). Com isso, é possível fazer as seguintes associações:

Tabela 4. Cenários de operação para simulação do sistema térmico integrado.

	Modo térmico	**Condição climática**
Cenário 1	Manutenção	Curitiba (PR)
Cenário 2	Resfriamento	Bom Jesus (PI)
Cenário 3	Aquecimento	Urupema (SC)

Fonte: autora.

Cada cenário é montado baseado em parâmetros como condições do ambiente fora e dentro da cabine, características acerca do fluido de arrefecimento e fluido refrigerante do ar condicionado e condições das baterias. Tais informações são descritas em um código de MATLAB, integrado ao modelo do Simulink, de forma que seja possível selecionar o cenário a ser avaliado. As Tabelas (5) a (7), descrevem os parâmetros modificados em relação ao original do exemplo para caracterizar os cenários 1, 2 e 3, respectivamente. O código completo utilizado no sistema térmico do e-Stark pode ser visualizado no Anexo I.

Tabela 5. Parâmetros alterados para configuração do cenário 1.

Cenário 1	
Temperatura inicial ambiente	20 °C
Umidade relativa do ambiente	0.4
Funcionamento do ar condicionado	Desligado
Recirculação de ar	Desligado
Temperatura inicial da cabine	20 °C
Umidade relativa inicial na cabine	0.4
Temperatura inicial do fluido de arrefecimento	20 °C
Pressão inicial do refrigerante	0.6 MPa
Temperatura inicial das baterias	20 °C

Fonte: autora.

Tabela 6. Parâmetros alterados para configuração do cenário 2.

Cenário 2	
Temperatura inicial ambiente	40.2 °C
Umidade relativa do ambiente	0.1
Funcionamento do ar condicionado	Ligado
Recirculação de ar	Ligado
Temperatura inicial da cabine	40.2 °C
Umidade relativa inicial na cabine	0.1
Temperatura inicial do fluido de arrefecimento	40.2 °C
Pressão inicial do refrigerante	0.76 MPa
Temperatura inicial das baterias	40.2 °C

Fonte: autora.

Tabela 7. Parâmetros alterados para configuração do cenário 3.

Cenário 3	
Temperatura inicial ambiente	-7.4 °C
Umidade relativa do ambiente	0.83
Funcionamento do ar condicionado	Desligado
Recirculação de ar	Ligado
Temperatura inicial da cabine	-7.4 °C
Umidade relativa inicial na cabine	0.83
Temperatura inicial do fluido de arrefecimento	-7.4 °C
Pressão inicial do refrigerante	0.215 MPa
Temperatura inicial das baterias	-7.4 °C

Fonte: autora.

Além das apresentadas nas Tabelas (5), a (7), o Anexo I contém algumas outras informações sobre a descrição dos cenários. Os valores acerca da fração molar de CO_2 do ambiente e cabine e a fração de vazios de vapor do refrigerante foram mantidos os mesmos sugeridos no código do exemplo do MATLAB. A pressão do ar atuante no ambiente, inicial na cabine e inicial do líquido de arrefecimento é de uma atmosfera (0,101325 MPa) para todos os cenários. É considerado apenas um ocupante no interior do veículo, e seu banco de baterias totalmente carregado.

Será utilizado o ciclo de condução NEDC (*New European Driving Cycle*) como forma de representar o veículo em movimento. De acordo com Nesamani e Subramanian (2011, apud Filho e Strambi, 2013) um ciclo de condução representa um padrão de condução em determinado terreno, baseada em uma sequência de condições de trabalho, como marcha lenta, aceleração, desaceleração e cruzeiro. As características desse ciclo, de acordo com Quadros (2016), são descritas na Tab. (8). Em sequência, é adicionado ao percurso um trecho de 30 minutos a velocidade constante de 130 km/h, simulando o veículo transitando por uma autopista. A associação dos dois percursos permite a análise sobre dois diferentes perfis de trajeto, sendo um com características predominantemente urbanas e outro para trajetos extra-urbanos. A Figura (16) mostra o gráfico de velocidade por tempo do percurso completo.

Tabela 8. Características do ciclo de condição NEDC.

Duração (s)	1180
Distância (km)	11
Velocidade média (km/h)	33,6
Velocidade máxima (km/h)	120
Aceleração positiva média (m/s^2)	0,59
Aceleração positiva máxima (m/s^2)	1,04
Tempo parado (s) e (%)	280 (23,7%)
Tempo de velocidade constante (s) e (%)	475 (40,3%)
Tempero em aceleração (s) e (%)	247 (20,9%)

Fonte: Quadros, 2016.

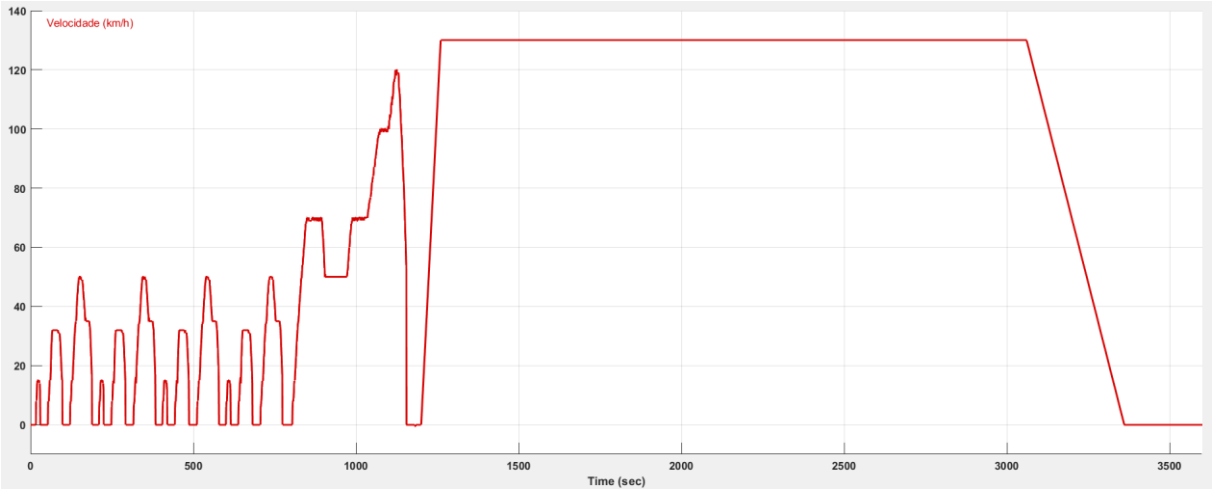


Figura 16. Ciclo de condução completo.
Fonte: autora.

A escolha da utilização do NEDC é pautada em sua ampla utilização, principalmente em países Europeus, para avaliação de consumo em veículos familiares. Além disso, segundo Noce (2009), o NEDC é um ciclo bastante popular na análise de veículos elétricos. Dessa forma, a associação dos resultados deste estudo com estudos futuros que utilizem este mesmo ciclo de condução é facilitada. Além disso, tendo em vista que o e-Stark é um jipe 4x4, esse ciclo é assemelha a um possível trajeto em que este veículo pode estar sendo submetido, onde há um trecho com maiores oscilações entre aceleração e frenagem (como no caso de um percurso *off-road* de terreno acidentado) e um trecho com velocidade constante, como em uma rodovia.

5.1.2. Demanda de potência e rejeição de calor

Para que seja possível avaliar o sistema térmico de um veículo elétrico a partir de um ciclo de condução, que envolve variações de velocidade e aceleração, é necessário compreender a demanda de potência que os equipamentos do *powertrain* exigem para cumprir o trajeto.

Tendo em vista que o sistema de *powertrain* de um veículo elétrico exerce a função de transformar a energia elétrica em energia mecânica, responsável pelo movimento do veículo, o desempenho quanto à velocidade e aceleração que o veículo deve obter está relacionado com a potência elétrica consumida por esse sistema.

Sendo o inversor o responsável pelo controle do motor elétrico, é este equipamento quem determina a quantidade de potência elétrica que será solicitada das baterias, de acordo com as demandas de velocidade e aceleração instantâneas. A relação entre a corrente elétrica que o inversor requer para o funcionamento do sistema e a velocidade e aceleração do veículo são representadas por meio dos gráficos de Corrente x Velocidade e Corrente x Aceleração do inversor.

Não há informações suficientes para construção destes gráficos baseados nos componentes reais que serão utilizados no e-Stark. Dessa forma, a fim de dar continuidade ao trabalho, optou-se por manter os mesmos gráficos que o modelo do Simulink oferece, uma vez que, por se tratar de um inversor automotivo, espera-se certa semelhança entre o modelo do Simulink e o real.

A partir das informações acerca da energia elétrica consumida (fornecidas pelos gráficos do inversor), é possível determinar a taxa de calor liberada. Os gráficos de Corrente x Taxa de Rejeição de Calor indicam a relação entre a taxa de calor que é rejeitada pelo componente elétrico em função da corrente elétrica que ele solicita para seu funcionamento. Essa é uma informação importante que detalha o comportamento do componente elétrico quanto a rejeição de calor ao longo do ciclo de condução, que, ao variar fatores como velocidade e aceleração, também varia a quantidade de corrente exigida pelo equipamento e, consequentemente, a taxa de calor rejeitado.

5.1.2.1. Construção do gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor

Os gráficos de Corrente x Taxa de Rejeição de Calor foram construídos baseados na teoria do Efeito Joule. Esta é uma lei física que expressa a relação entre o calor gerado e a corrente elétrica que passa por um condutor. Em outras palavras, o Efeito Joule traduz-se na dissipação da energia elétrica sob forma de energia térmica, quando uma corrente elétrica percorre um meio condutor (Melo, 2011).

A eficiência pode ser entendida como a relação entre a potência de saída e a potência elétrica de entrada de um equipamento, normalmente expressa em porcentagem (Petruzella, 2013). Para entender a potência térmica gerada em cada equipamento elétrico, assumiu-se que toda a parcela de ineficiência elétrica do componente se deu em razão às perdas por Efeito Joule. Com isso, considera-se que toda a potência elétrica entregue ao equipamento que não foi utilizada para desempenhar sua atividade foi dissipada na forma de energia térmica. Este artifício foi adotado pois, para uma estimativa real da potência térmica dissipada, seria necessária a aquisição de dados de maneira experimental, o que não é possível no momento da realização deste trabalho. Portanto, para dar continuidade ao estudo, as outras formas de dissipação de energia, como ruído, serão desconsideradas.

Sabendo que a potência perdida na forma de energia térmica (P_r) é a diferença entre a potência de entrada (P_e) e potência de saída (P_s), e a eficiência (ε) do equipamento se dá pela razão entre a P_s e a P_e, conclui-se que a potência térmica gerada ou taxa de rejeição de calor P_r pode ser encontrado a partir da Eq. (1) (p.94, Boylestad, 2012):

$$P_r = P_e - P_s$$

$$\varepsilon = \frac{P_s}{P_e}$$

$$\boldsymbol{P_r = P_e\,(1 - \varepsilon)} \qquad (1)$$

Os dados acerca da eficiência e das potências de entrada nominais e de pico de cada equipamento são obtidos através dos respectivos manuais dos fabricantes. A Tabela (9) mostra essas informações e o valor de taxa de rejeição térmica calculado para cada componente elétrico. Os parâmetros de pico do conversor DC/DC não foram encontrados.

Tabela 9. Eficiência, potência elétrica e potência térmica dos componentes.

Componente	Eficiência (ε)	P_e (nom.)	P_r (nom.)	P_e (pico)	P_r (pico)
Conv. DC/DC	90%	6,6 kW	0,66 kW	-	-
Motor	93%	56 kW	3,9 kW	119 kW	8,3 kW
Inversor	95%	98 kW	4,9 kW	196 kW	9,8 kW
Baterias	95%	32,3 kW	1,6 kW	73,6 kW	3,7 kW

Fonte: autora.

As correntes elétricas nominais e de pico são conhecidas a partir de informações extraídas dos manuais dos fabricantes, e são descritas na Tab. (10).

Tabela 10. Correntes elétricas nominais (nom.) e de pico dos componentes.

Componente	i (nominal)	i (pico)
Conversor DC/DC	17 A	-
Motor	155 A	554 A
Inversor	245 A	380 A
Baterias	90 A	180 A

Fonte: autora.

Cada gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor disponibilizado pelo Simulink para representar seu respectivo componente foi analisado visualmente, a fim de compreender o tipo de função matemática que o descreve e qual a tendência desses componentes quanto a sua taxa de rejeição de calor. Partindo dessa observação, os pontos dos gráficos podem ser substituídos pelas coordenadas (x,y) = (i, P_r) nominais e de pico contidos na Tabela (9) e (10), e também pelo par ordenado (0,0) para o componente desligado, mantendo-se o tipo de função e formato original do gráfico. A análise dos gráficos do exemplo é necessária pois os três pares ordenados referentes ao funcionamento nominal, de pico e desligado podem não ser suficientes para ilustrar o comportamento do equipamento.

Com as informações de corrente e potência elétrica disponíveis, é possível encontrar apenas a porção positiva dos gráficos, relacionada a valores de corrente elétrica no sentido do referencial positivo, isto é, fornecida pelas baterias em direção ao inversor e motor. Entretanto, deve-se considerar o fluxo de corrente elétrica também no sentido negativo (saindo motor em direção ao inversor e baterias), uma vez que essa seria representação de uma condição de frenagem regenerativa.

Para tal representação, tomou-se os gráficos originais do exemplo do Simulink como referência, e buscou-se uma proporção k (eq. 2) entre o módulo dos coeficientes angulares, m_+ e m_-, que caracterizam o sentido positivo e negativo de corrente elétrica desses gráficos, respectivamente, através da Equação Fundamental da Reta (eq. 3) e alguns pares ordenados disponibilizados que constroem esses gráficos.

$$y - y_0 = m_+ (x - x_0)$$

$$y - y_0 = m_- (x - x_0) \quad (2)$$

$$k = \left|\frac{m_-}{m_+}\right| \quad (3)$$

Essa mesma proporção encontrada, para cada equipamento, é a utilizada para definir o coeficiente angular da parte negativa do gráfico dos componentes reais, como mostrados nas Seções seguintes.

5.1.2.1.1. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do inversor

Como mostra a Fig. (17), o gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do inversor disponibilizado pelo exemplo do Simulink aproxima-se de um comportamento linear.

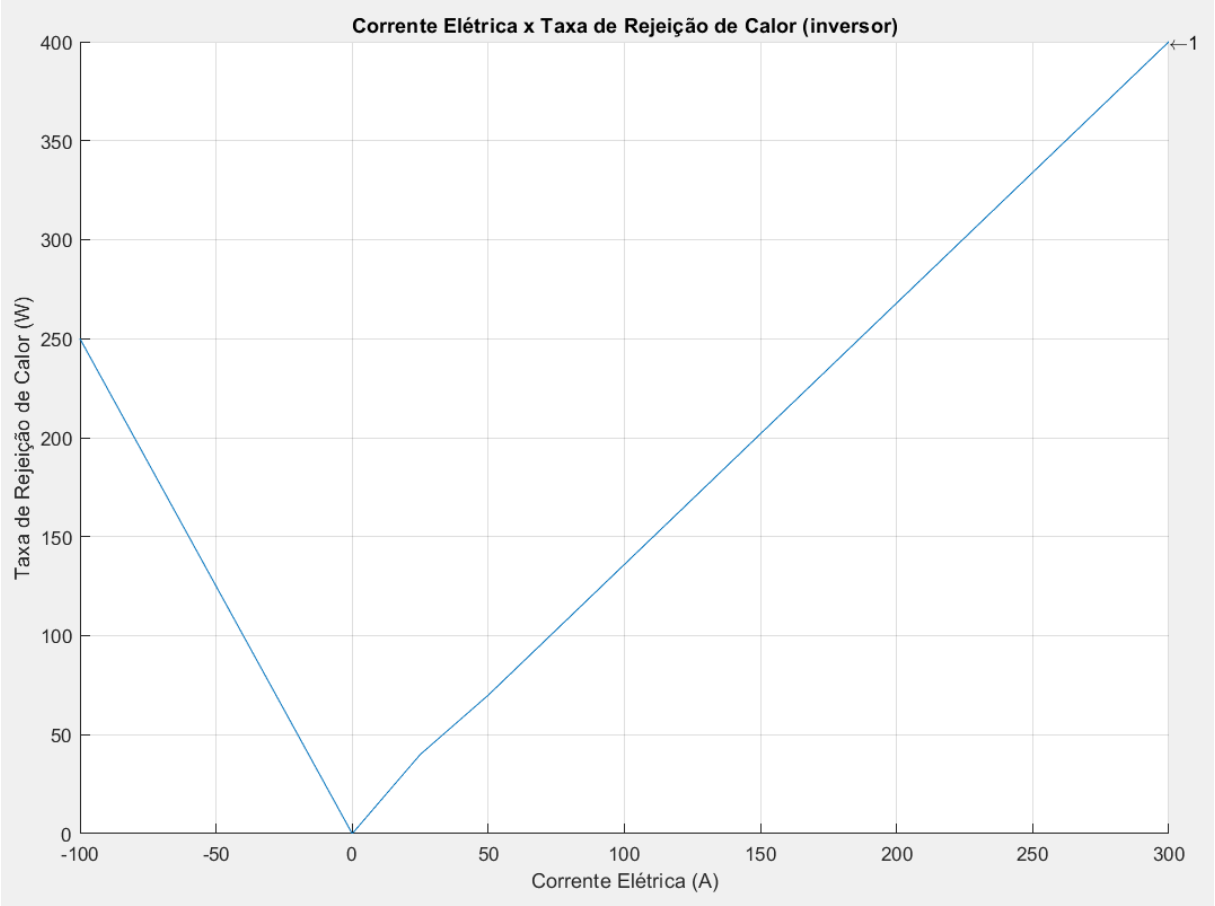


Figura 17. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do inversor fornecido pelo exemplo.
Fonte: autora.

Para a construção da porção positiva gráfico referente ao inversor real, utilizou-se as coordenadas (0,0), (200, 4900) e (400, 9800), sendo a primeira referente ao equipamento desligado, a segunda às condições nominais de funcionamento e a terceira às condições de pico de funcionamento.

A Tabela (11) mostra os coeficientes angulares do inversor exemplo do Simulink tal como a razão de proporção entre eles. Para o inversor real implementado no e-Stark, o coeficiente angular para a porção positiva é calculado através da eq. (2), e o coeficiente angular da porção negativa é encontrado aplicando a proporção k (eq. 3) sobre o coeficiente angular da parte positiva.

Tabela 11. Coeficientes angulares e razão de proporção do inversor.

	Inversor exemplo Simulink	Inversor e-Stark
m_+	1,6	24,5
m_-	-2,5	-38,2
k	1,56	

Fonte: autora.

Com as informações acerca dos coeficientes angulares de cada parte, montou-se os pares ordenados (-200, 7644), (0,0), (200, 4900), (400, 9600), caracterizando o gráfico de Taxa de Rejeição de Calor do inversor real do e-Stark, mostrado na Fig. (18).

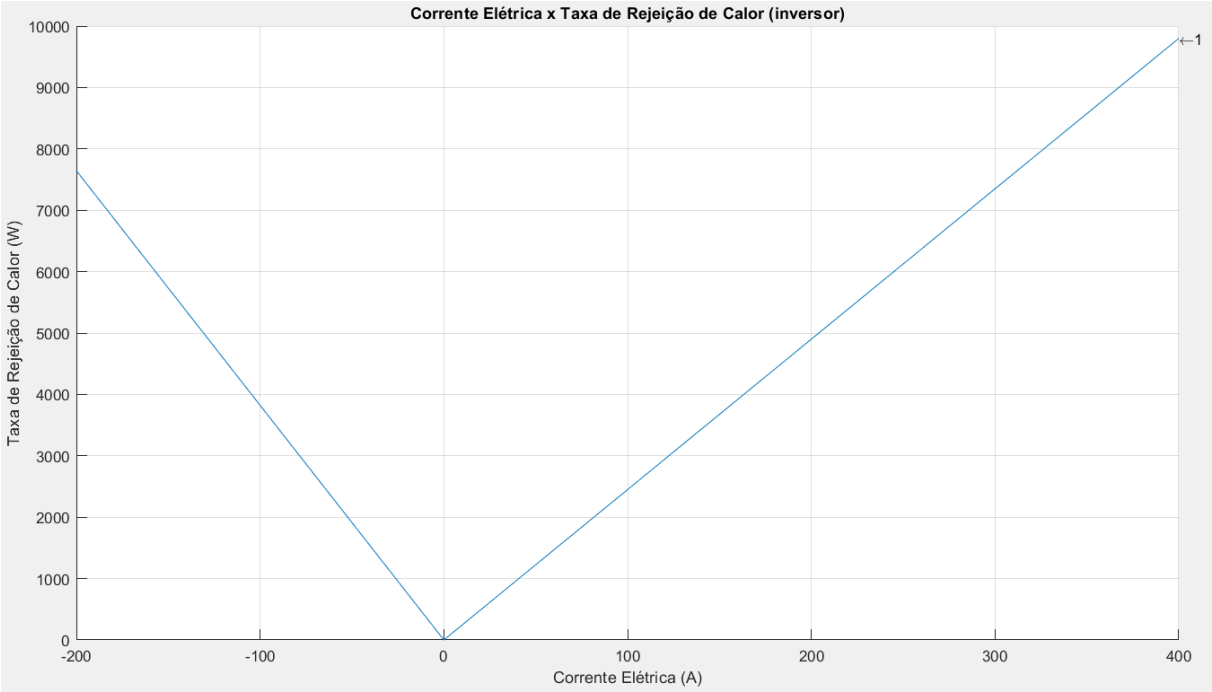


Figura 18. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do inversor do e-Stark.
Fonte: autora.

5.1.2.1.2. Gráfico Corrente Elétrica x Taxa de Rejeição de Calor do motor elétrico

O gráfico do motor exemplo do Simulink é composto por algumas retas, como mostra a Fig. (19). A porção positiva do gráfico é reproduzida pelas coordenadas encontradas (0,0), (155, 3900) e (554, 8300), retiradas das Tabelas (9) e (10). Por se tratar de um gráfico com formato assimétrico entre a parte positiva e negativa, optou-se por manter a porção negativa do gráfico original do exemplo do Simulink.

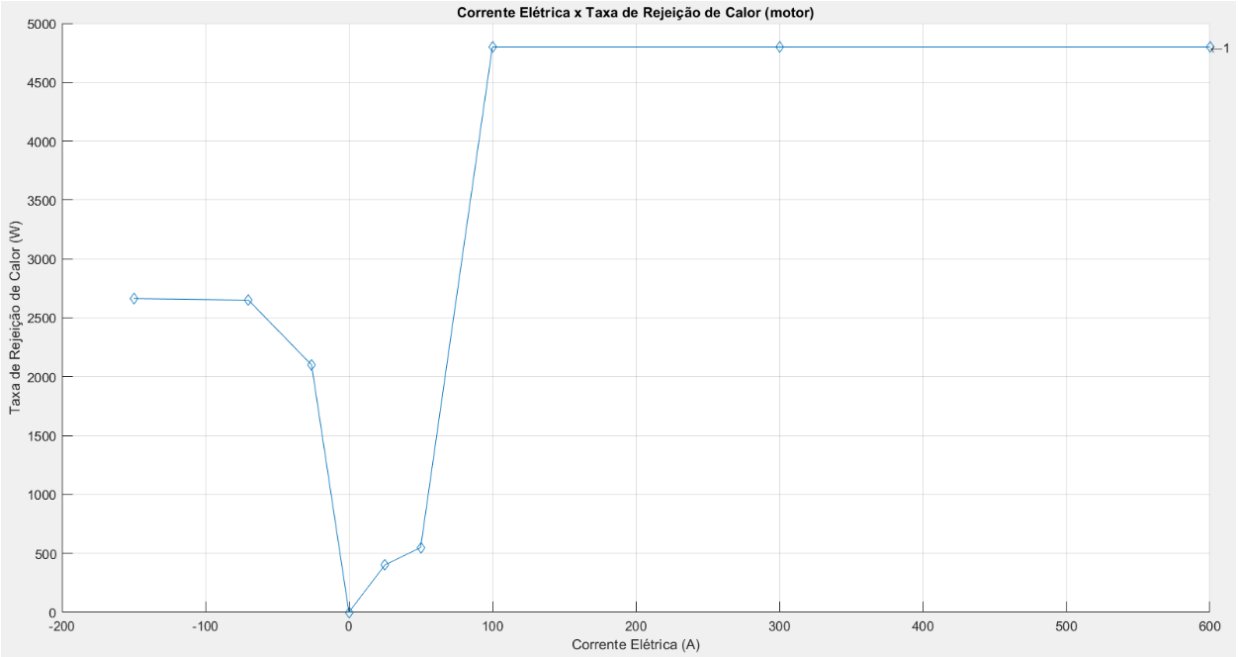


Figura 19. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do motor elétrico fornecido pelo exemplo.
Fonte: autora.

O gráfico de Corrente Elétrica x Taxa de Rejeição de Calor utilizado para representar o motor elétrico do e-Stark é ilustrado na Fig. (20) abaixo.

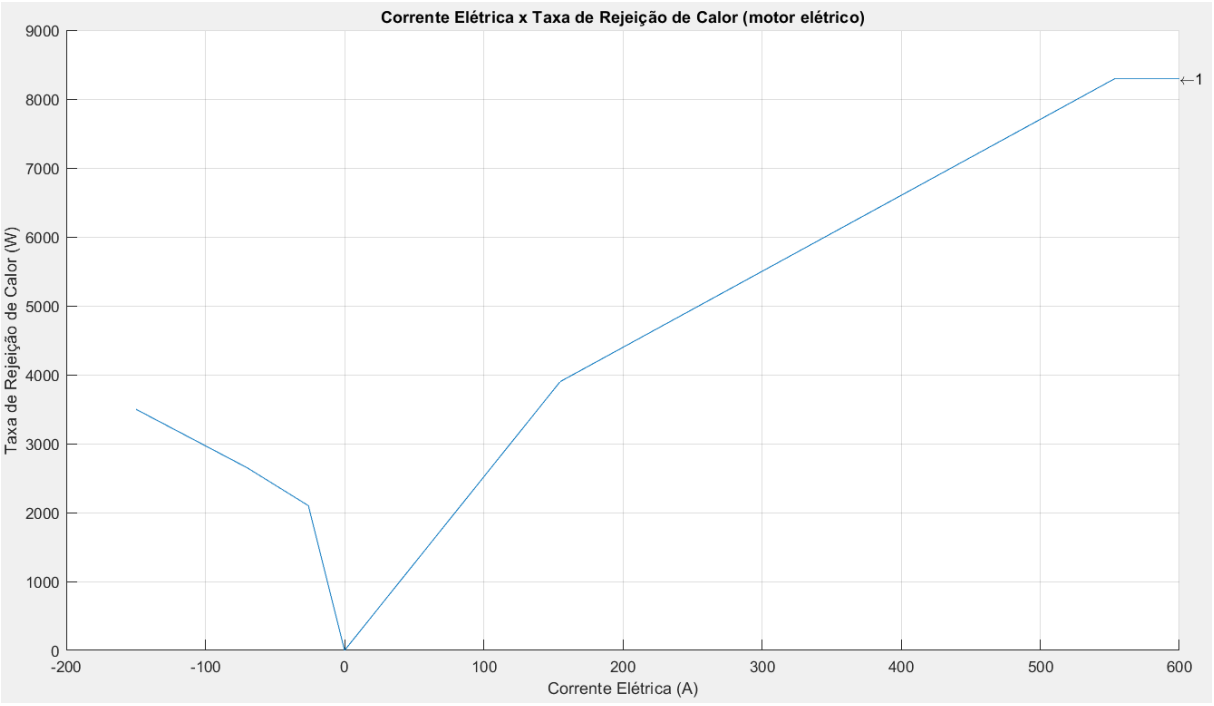


Figura 20. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do motor elétrico do e-Stark.
Fonte: autora.

5.1.2.1.3. Gráfico Corrente Elétrica x Taxa de Rejeição de Calor do conversor DC/DC

Assim como para o inversor, o gráfico do conversor DC/DC do exemplo do Simulink (Fig. 21) apresenta um comportamento linear.

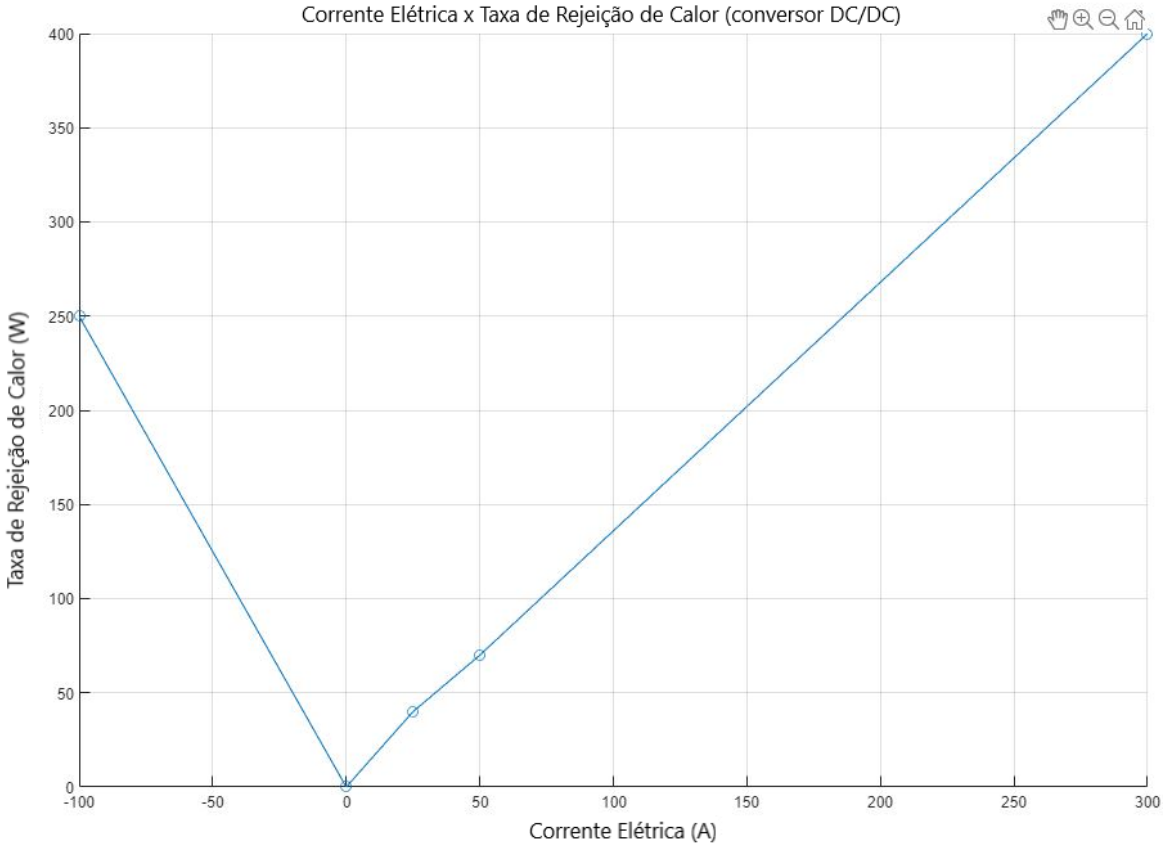


Figura 21. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do conversor DC/DC fornecido pelo exemplo.
Fonte: autora.

Para este componente, só foi possível formar dois pares ordenados, (0,0) e (17, 660). Foi incluído mais uma coordenada (360, 13968), apenas para alongar a reta do gráfico. Para formar a porção negativa do gráfico, assim como feito para o inversor, foram calculados os coeficientes angulares (m_+ e m_-) do gráfico do exemplo do Simulink e estabelecido uma proporção (k) entre os módulos desses valores, a qual foi utilizada para definir o coeficiente angular negativo do gráfico real do conversor DC/DC. A Tabela (12) mostra os valores encontrados.

Tabela 12. Coeficientes angulares e razão de proporção do conversor DC/DC.

	Conversor exemplo Simulink	Conversor e-Stark
m_+	1,3	38,8
m_-	-2,5	74,5
k	1,92	

Fonte: autora.

Com isso, foi construído o gráfico de corrente Elétrica x Taxa de Rejeição de Calor do conversor DC/DC com as coordenadas (-100, 7400), (0,0), (17, 660), (360, 13968), como mostra a Fig. (22).

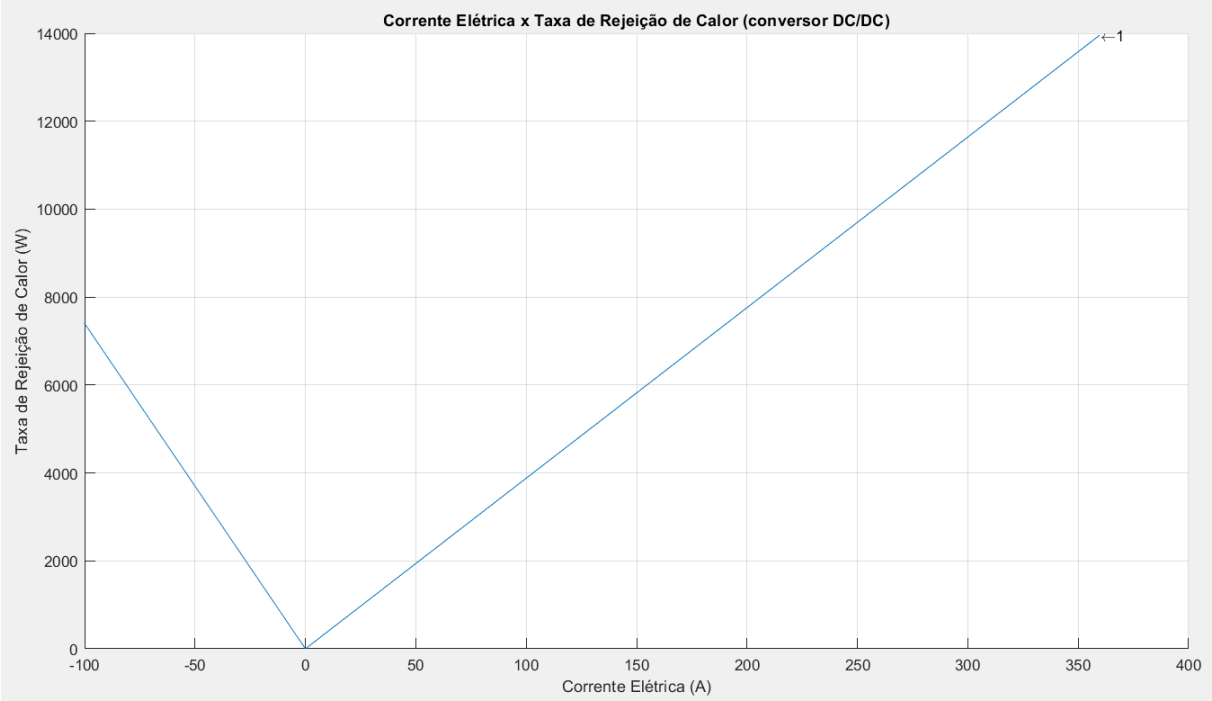


Figura 22. Gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor do conversor DC/DC do e-Stark.
Fonte: autora.

5.1.2.2. Entradas e saídas do sistema

A Figura (23) mostra como se dá a interação das informações acerca da demanda de potência e rejeição de calor no sistema térmico integrado do e-Stark.

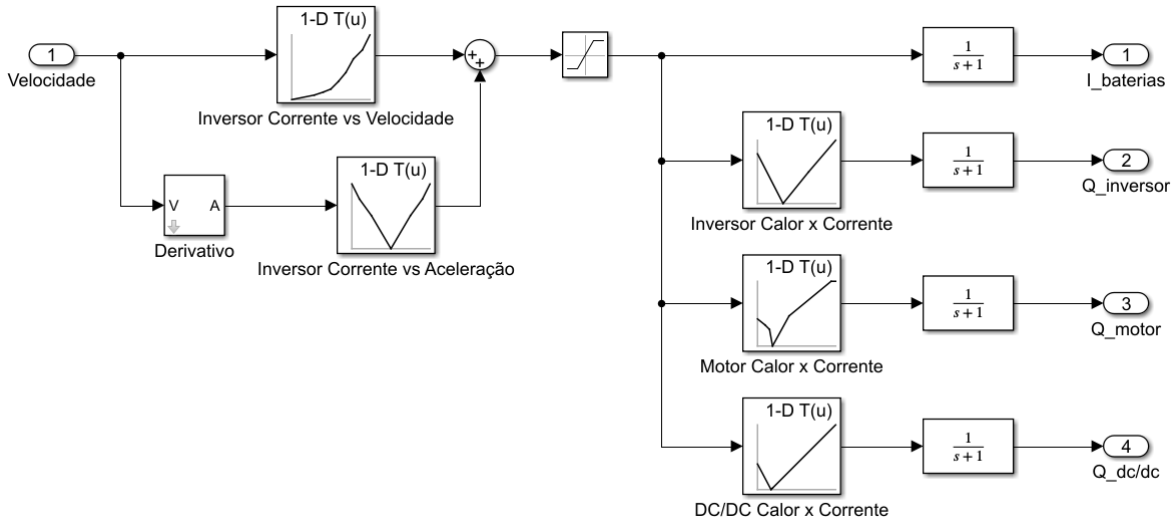


Figura 23. Modelagem da demanda de potência e rejeição de calor do sistema térmico integrado.

Fonte: autora.

Como dado de entrada, tem-se a velocidade do veículo, definida pelo ciclo de condução. Com o valor da velocidade conhecido, as informações de corrente elétrica necessária para tal velocidade são colhidas do gráfico Corrente x Velocidade e Corrente x Aceleração do inversor. Em seguida, é possível determinar a corrente elétrica que as baterias devem fornecer ao sistema (“I_baterias”), bem como a taxa de calor rejeitado pelo inversor (“Q_inversor”), motor (“Q_motor”) e conversor DC/DC (“Q_dc/dc”), obtida por meio do gráfico Corrente x Taxa de Rejeição de Calor de cada componente.

5.1.3. Ajustes dos subsistemas

Como mostrado na Fig. (14), a representação dos componentes físicos que compõe o modelo exemplo Gerenciamento Térmico de Veículos Elétricos do MATLAB/Simulink é feita por meio de blocos e subsistemas. Levando em conta o fato de esse exemplo ter sido desenvolvido com o intuito de simular sistemas automotivos, assume-se que a modelagem dos subsistemas, em modo geral, seja apropriada para representar os componentes reais de um veículo elétrico.

Ainda assim, é necessário que os subsistemas modelados no software, que descrevem de forma geral o funcionamento dos componentes e sistemas, consigam também incorporar alguns parâmetros específicos. Tais elementos definem o produto escolhido e trazem informações de engenharia que caracterizam o projeto, sendo de suma importância na avaliação do conceito.

5.1.3.1. Configuração dos parâmetros dos subsistemas

Os dados necessários acerca de cada componente e sistemas do veículo para o ajuste dos subsistemas no Simulink podem ser preenchidos por meio de código em MATLAB, composto tanto por variáveis de entrada cedidas pelo usuário quanto variáveis calculadas pelo software a partir das entradas inseridas. As informações contidas no código e as alterações feitas são descritas nos tópicos abaixo. O código completo com os parâmetros utilizados no sistema térmico integrado do e-Stark está abarcado no Anexo II, assim como os componentes reais do e-Stark podem ser vistos no Anexo III.

- Condições iniciais

As condições iniciais são as mesmas definidas para as configurações dos cenários, e podem ser vistas nas Tabelas (5) a (7) e no Anexo I.

- Cabine do veículo

O painel do Stark é composto por quatro entradas de ar, com seção transversal de 0,04 metros cada (Tab. 13).

Tabela 13. Parâmetros da cabine do e-Stark.

Parâmetros da cabine	
Área do duto da cabine	0,16 m

Fonte: autora.

- Circuito de líquido de arrefecimento

A tubulação utilizada para o trânsito do fluido de arrefecimento no sistema térmico do e-Stark possui diâmetro de ¾”, ou 0,019 metros, e o diâmetro da camisa de arrefecimento foi mantido como o do código original para o motor elétrico, conversor DC/DC e inversor de frequência.

A válvula *by-pass* do *chiller* até o momento deste estudo está em processo de definição, e seus parâmetros ainda não são conhecidos. Dessa forma, são mantidos os mesmos dados do código original do exemplo.

A configuração da bomba d’água é feita a partir da alteração em seu controle, e esta estratégia é descrita na Seção (5.1.4.2.2). Dessa forma, não são feitas modificações no código de parâmetros para a bomba d’água.

O reservatório de expansão é caracterizado de acordo com o utilizado no e-Stark, sendo tais características descritas na Tab. (14).

Tabela 14. Parâmetros do circuito de arrefecimento do e-Stark.

Parâmetros do circuito de arrefecimento	
Diâmetro da tubulação de arrefecimento	0,019 m
Volume do reservatório de expansão	2,5 L
Área da face do reservatório de expansão	0,02 m^2

Fonte: autora.

- Circuito de refrigerante R-134a

As mangueiras utilizadas no sistema de ar condicionado do e-Stark possuem diâmetro de 0,01 metro (Tab. 15).

Tabela 15. Parâmetros do circuito de ar condicionado do e-Stark.

Parâmetros do circuito de ar condicionado	
Diâmetro da tubulação de refrigerante	0,01 m

Fonte: autora.

- Compressor

Os dados acerca do compressor foram mantidos como os sugeridos pelo código do exemplo.

- Radiador de ar quente

Os dados do radiador foram alterados a fim de atribuir ao bloco a função de radiador de ar quente da cabine. A Tabela (16) mostra as novas informações inseridas.

Tabela 16. Parâmetros do radiador de ar quente do e-Stark.

Parâmetros do radiador de ar quente	
Comprimento total do radiador	0,25 m
Largura total do radiador	0,042 m
Altura total do radiador	0,141 m
Número de tubos	7

Fonte: autora.

- Condensador

Foram inseridos os dados que representam o modelo de condensador utilizado no veículo. O e-Stark faz uso de duas eletroventoinhas, que também são caracterizadas no código. Tais informações são listadas na Tab. (17).

Tabela 17. Parâmetros do condensador e eletroventoinha do e-Stark.

Parâmetros do condensador e eletroventoinha	
Comprimento total do condensador	0,54 m
Espessura total do condensador	0,016 m
Altura total do condensador	0,37 m
Número de tubos	38
Número de microcanais por tubos	6
Área de fluxo da eletroventoinha	0,032 m^2 (2x)

Fonte: autora.

- Evaporador

A Tabela (18) informa os dados inseridos para caracterização do evaporador.

Tabela 18. Parâmetros do evaporador do e-Stark.

Parâmetros do evaporador	
Comprimento total do evaporador	0,27 m
Espessura total do evaporador	0,06 m
Altura total do evaporador	0,21 m
Número de tubos	24
Número de microcanais por tubos	4

Fonte: autora.

- *Chiller*

O exemplo do Simulink utiliza um *chiller* de tubos, assim como nos trocadores de calor anteriormente citados. Entretanto, o modelo definido para o sistema térmico integrado é um *chiller* a placas. Como a biblioteca do Simulink não reproduz trocadores de calor a placas, foi necessário adaptar o modelo a placas para ser representado na forma de tubos.

O modelo de *chiller* AC70X de 50 placas da fabricante Alfa Laval possui 0,525 m de comprimento e 0,111 m de largura. Com isso, a área da placa do trocador de calor é estimada em 0,06 m^2. A conversão do tipo de trocado de calor ocorre igualando a área de troca térmica entre as diferentes geometrias. Sabe-se que, para um raio R e comprimento H, a área lateral de um cilindro (tubo) é dada por (eq. 4):

$$A_{cil.} = 2\pi RH \tag{4}$$

Igualando a área da placa à área lateral do cilindro, e sendo H igual a 0,525 m:

$$0{,}06 = 2\pi R * 0{,}525 \quad (5)$$

$$R = 0{,}0182\ m$$

A fim de diminuir o valor do raio R encontrado, aplica-se o multiplicador $\mathrm{N} = 3$ na eq. (5):

$$0{,}06 = (2\pi R * 0{,}525) * N \quad (6)$$

$$0{,}06 = (2\pi R * 0{,}525) * 3$$

$$R = 0{,}006\ m$$

Logo, levando em conta o multiplicador, conclui-se que cada placa é equivalente a 3 tubos de 0,006 m de raio.

Como o modelo de chiller definido possui 50 placas, o equivalente tubular é composto por 150 tubos. Não foi considerado a presença de chicanas no trocador de calor.

A Tabela (19) traz o resumo dos dados para a representação do chiller.

Tabela 19. Parâmetros do *chiller* do e-Stark.

Parâmetros do *chiller*	
Número de tubos	150
Comprimento de cada tubo	0,525 m
Diâmetro do cada tubo	0,012 m
Número de chicanas	0

Fonte: autora.

- Baterias.

Para as baterias, foram inseridas as seguintes informações (Tab. 20):

Tabela 20. Parâmetros das baterias do e-Stark.

Parâmetros das baterias	
Número de células	16
Massa da célula	2,3 kg

Fonte: autora.

Não foi encontrado no documento de especificações da bateria o valor de calor específico das células, sendo mantido, então, o já presente no código, sugerido pelo exemplo.

Além da correção dos parâmetros, a criação, retirada e ajuste na estrutura de alguns subsistemas serão necessários, como os descritos abaixo.

5.1.3.2. Radiador de ar quente e condensador

Como mencionado no Capítulo 4, o sistema térmico do e-Stark faz uso de um radiador de ar quente para aquecer a cabine. Este elemento não é utilizado no exemplo do MATLAB/Simulink, e terá que ser criado. Uma alternativa a ser considerada é a adaptação do subsistema radiador, presente no exemplo, para concepção do radiador de ar quente da cabine, uma vez que ambos são construídos a partir de blocos configuráveis de trocadores de calor.

No exemplo do Simulink, o radiador de arrefecimento e o condensador são ligados por meio do compartilhamento da mesma rede de ar úmido. Logo, para caracterizar o radiador de arrefecimento como um radiador de ar quente, e preciso eliminar essa ligação, que conecta a saída do ar do condensador na entrada de ar do radiador. Na Figura (24), também é possível entender a representação da linha de cada fluido por meio das cores, sendo amarelo para solução de água + glicol, roxo para ar úmido e azul para refrigerante R-134a. Tal concepção se estende para as demais ilustrações do ambiente Simulink-Simscape neste estudo.

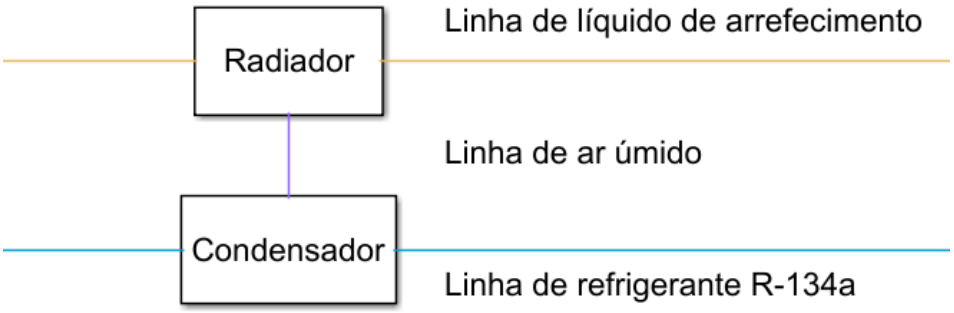


Figura 24. Ligação ente radiador e condensador e representação por cores dos fluidos do sistema.
Fonte: autora.

A Figura (25) ilustra como é feita essa ligação. A linha de ar úmido no sistema começa pelo condensador onde o ar do ambiente, estimulado pela eletroventoinha, passa pelo equipamento. Ao sair, pela porta “T_saída” o ar úmido segue para a entrada do radiador “T_entrada”, percorrendo o trocador de calor, e por fim é devolvido ao ambiente.

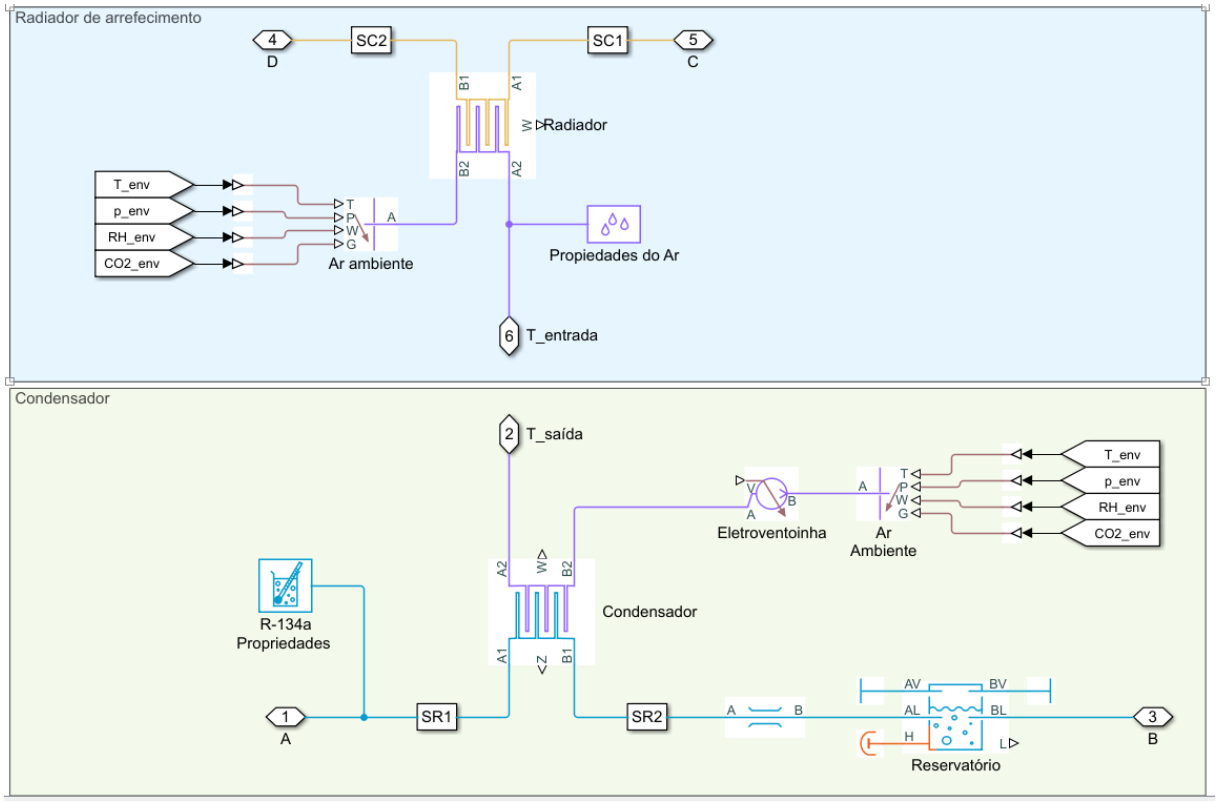


Figura 25. Modelagem do radiador de arrefecimento e do condensador.
Fonte: autora.

Para caracterizar o radiador de ar quente, foi retirado o bloco referente ao reservatório infinito de ar úmido, o qual representa a rede de ar sendo devolvida ao ambiente, e esse bloco foi transferido para o subsistema do condensador, fechando o corretamente o ciclo da rede de ar úmido. As Figuras (26) e (27) mostram a representação do radiador de ar quente e do condensador construída para a análise do e-Stark, respectivamente.

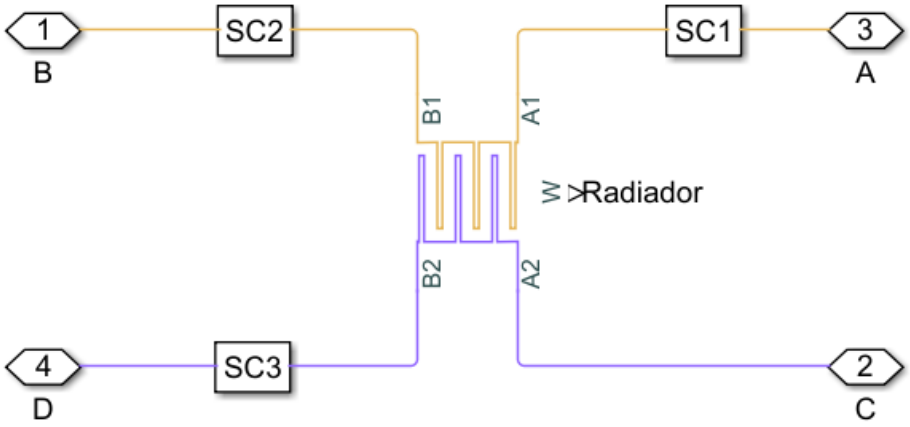


Figura 26. Subsistema do radiador de ar quente do e-Stark.
Fonte: autora.

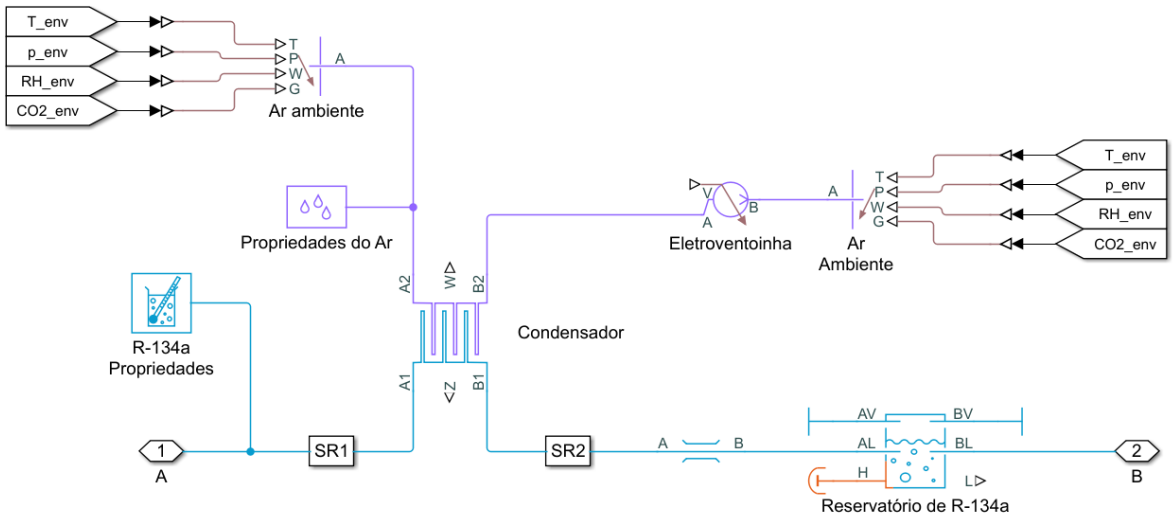


Figura 27. Subsistema do condensador do e-Stark.
Fonte: autora.

5.1.3.3. Baterias

O subsistema de baterias do exemplo do MATLAB/Simulink é composto por quatro módulos de baterias. O ajuste desse subsistema se dá pela inclusão de mais módulos, a fim de totalizar os sete módulos que irão compor a caixa de baterias do e-Stark. A Figura (28) mostra a disposição dos sete módulos de bateria em série do e-Stark no ambiente do software Simulink.

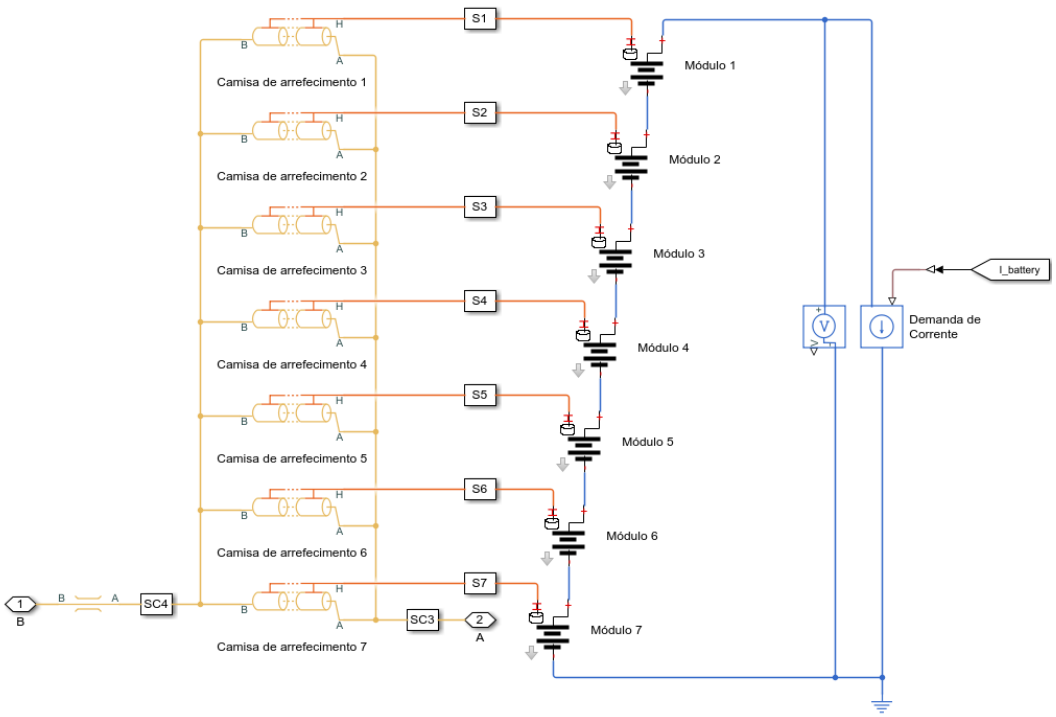


Figura 28. Módulos de bateria do e-Stark no software Simulink.
Fonte: autora.

Além disso, também é necessário ajustar as dimensões da camisa de arrefecimento por onde passar a solução a base de glicol pelas baterias. Como as baterias no e-Stark, são sustentadas pelo próprio trocador de calor, a área da seção transversal da camisa de arrefecimento, para cada módulo, é definida pela altura da cuba do trocador de calor e pela largura do módulo, e a extensão da camisa é equivalente ao comprimento do módulo. A Figura (29) mostra essas dimensões.

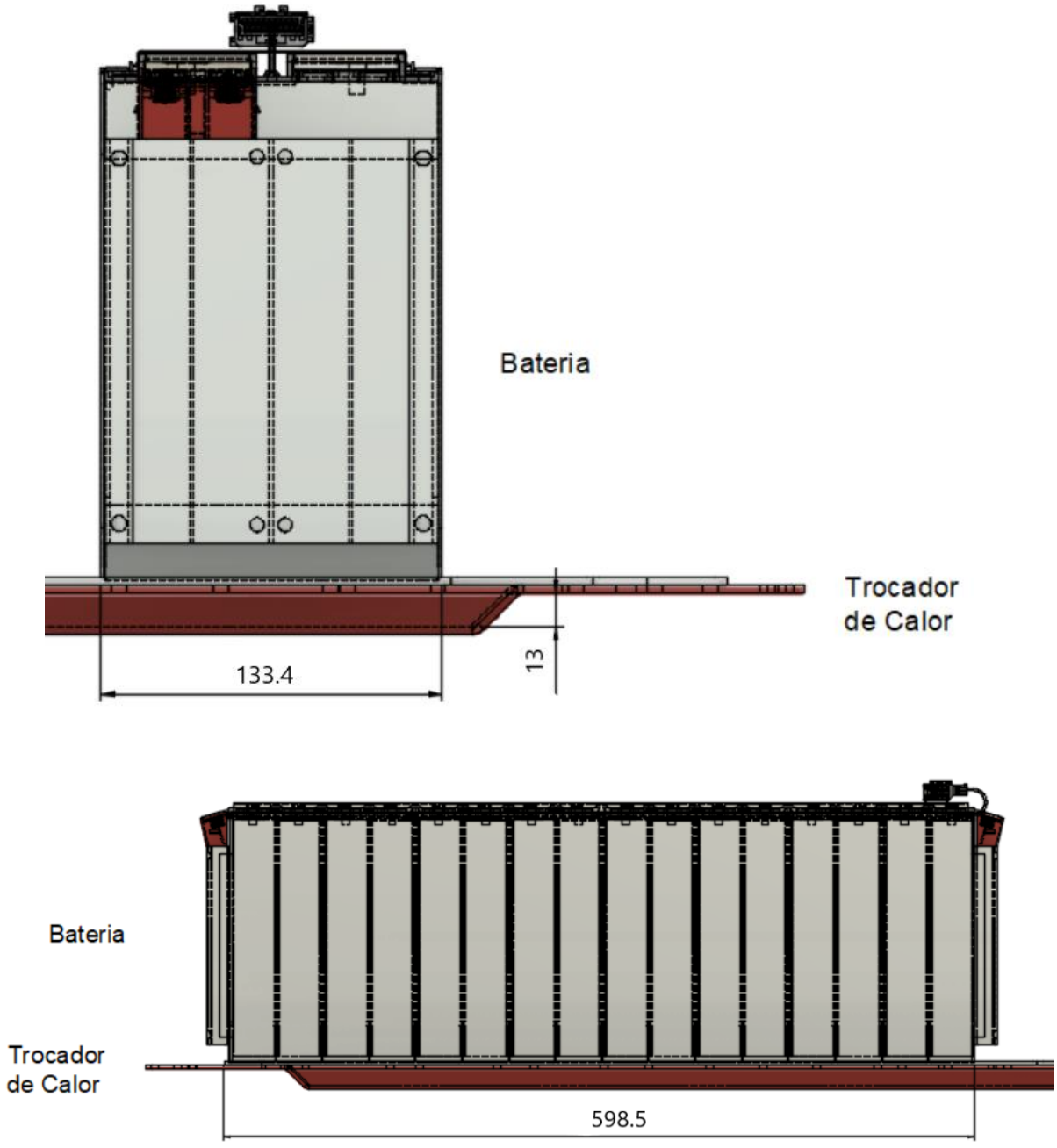


Figura 29. Dimensões da bateria e trocador de calor utilizadas para configuração da camisa de arrefecimento.
Fonte: autora.

O bloco de configuração considera a camisa de arrefecimento padrão com um formato cilíndrico, e não de prisma retangular como acontece para o trocador de calor das baterias do e-Stark. Neste caso, definiu-se um diâmetro equivalente à área de seção transversal calculada para a camisa de arrefecimento do e-Stark, a fim de se manter as dimensões e configurar corretamente o bloco. Portanto, foram modificados, na aba de configurações da camisa de arrefecimento, os valores referentes a área da seção transversal nominal da camisa, comprimento da camisa e diâmetro hidráulico, como mostra a Tab. (21).

Tabela 21. Parâmetros corrigidos para configuração da camisa de arrefecimento do e-Stark.

Parâmetro	Valor	Unidade
Área da seção transversal nominal	$1{,}7x10^{-3}$	m^2
Comprimento da camisa	0,6	m
Diâmetro hidráulico da camisa	0,046	m

Fonte: autora.

5.1.3.4. Reservatório de Expansão

No exemplo do Simulink, agregado ao subsistema da válvula de 4/2 vias, está presente o reservatório de líquido de arrefecimento do sistema, que, no caso do conceito do exemplo, é composto por duas unidades, sendo uma para o abastecer o circuito das baterias e outra destinada ao motor (Figura 30). A divisão em dois tanques se faz necessária para a modelagem do exemplo do Simulink uma vez que os circuito das baterias e do motor podem atuam de forma independente entre si.

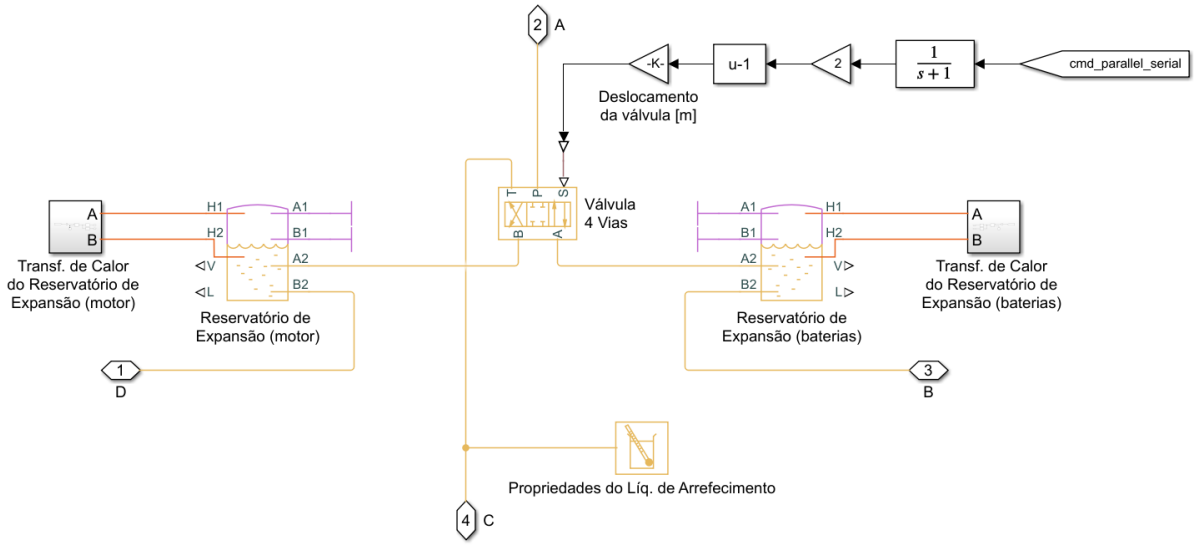


Figura 30. Subsistema da válvula 4/2 vias e os reservatórios de expansão (motor e baterias).
Fonte: MathWorks, Inc.

Para a modelagem do sistema térmico do e-Stark, criou-se um subsistema próprio para reservatório de expansão do veículo, a partir do encontrado no subsistema da válvula de 4/2 vias (Figura 31).

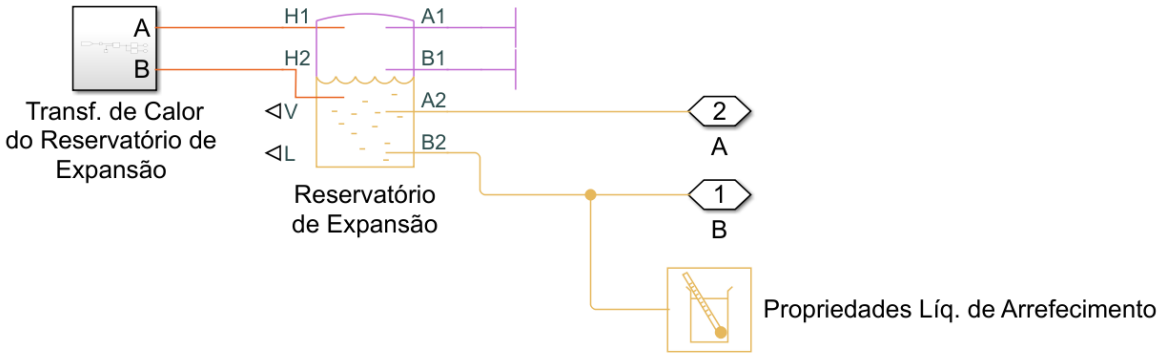


Figura 31. Subsistema do reservatório de expansão do e-Stark.
Fonte: autora.

5.1.3.5. Válvulas

O exemplo do MATLAB/Simulink já conta com o uso de uma válvula direcional 3/2 vias como desvio (ou *by-pass*) do *chiller*, sendo representada na Fig. (14) como a válvula VE2. Para o sistema térmico do e-Stark, esta válvula será mantida, executando a mesma função. A adequação do controle da válvula é demostrada no Seção (5.1.4.2.3), e a Fig. (32) descreve a modelagem do subsistema da válvula 3/2 vias.

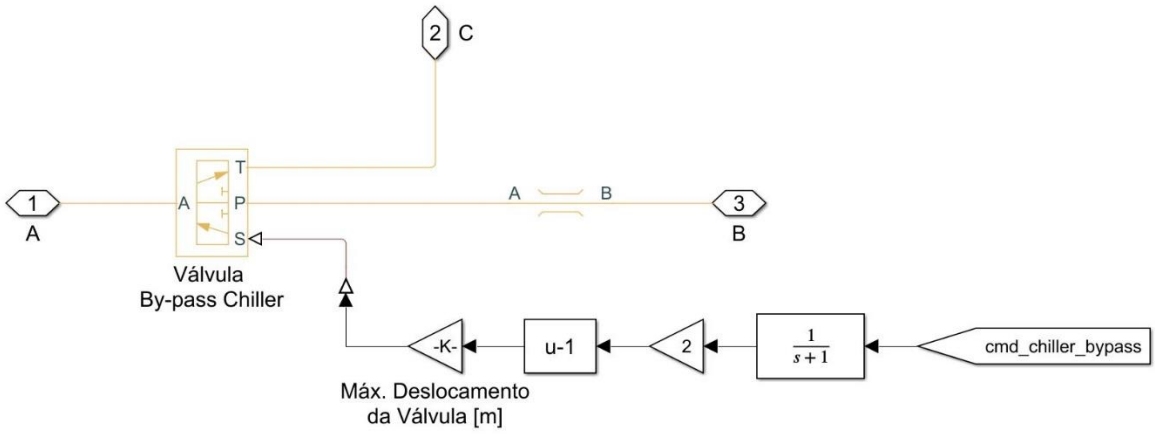


Figura 32. Subsistema da válvula *by-pass* do *chiller*.
Fonte: MathWorks, Inc.

5.1.3.6. Evaporador, *chiller* e válvula de expansão termostática

No sistema térmico do e-Stark, o *chiller* e o evaporador estão dispostos em série e nessa sequência, a partir da válvula de expansão termostática.

Como no conceito do exemplo do Simulink o *chiller* e o evaporador são organizados em paralelo e com uma válvula de expansão termostática para cada (Figura 33), ambos os componentes possuem uma porta adicional para receber o bulbo da válvula de expansão, o qual permite a regulagem da quantidade de refrigerante a ser enviada para cada de forma independente.

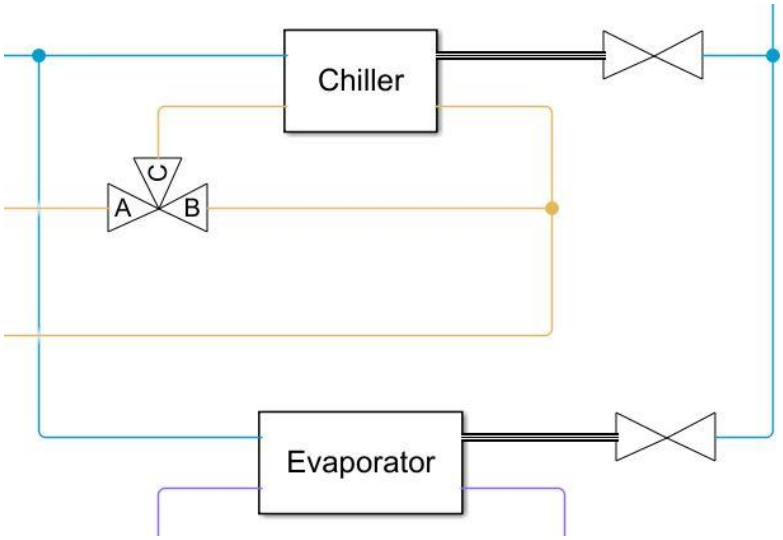


Figura 33. Chiller e evaporador em paralelo no exemplo do Simulink.
Fonte: MathWorks, Inc.

No sistema térmico do e-Stark, o *chiller* e o evaporador estão dispostos em série e nessa sequência, a partir de uma única válvula de expansão termostática. Tendo isso em vista, o bulbo deve ser instalado na saída do evaporador, uma vez que, dessa forma, a temperatura do refrigerante do bulbo fará referência à carga térmica dos dois componentes, e a abertura da válvula será regulada para satisfazer a demanda dos dois componentes.

No exemplo do Simulink, para os subsistemas dos três componentes citados, a porta que representa o bulbo da válvula de expansão é compartilhada com outra porta do subsistema, por meio do bloco Simscape Bus. A Fig. (34) exemplifica essa situação para o caso do evaporador, e a Fig. (35) mostra modificação feita para tornar as portas independentes, que se resume na retirada do bloco Simscape Bus. Isso é válido para a manipulação dos subsistemas da válvula de expansão e do evaporador. No caso do *chiller*, a referência do bulbo foi eliminada (Figura 36).

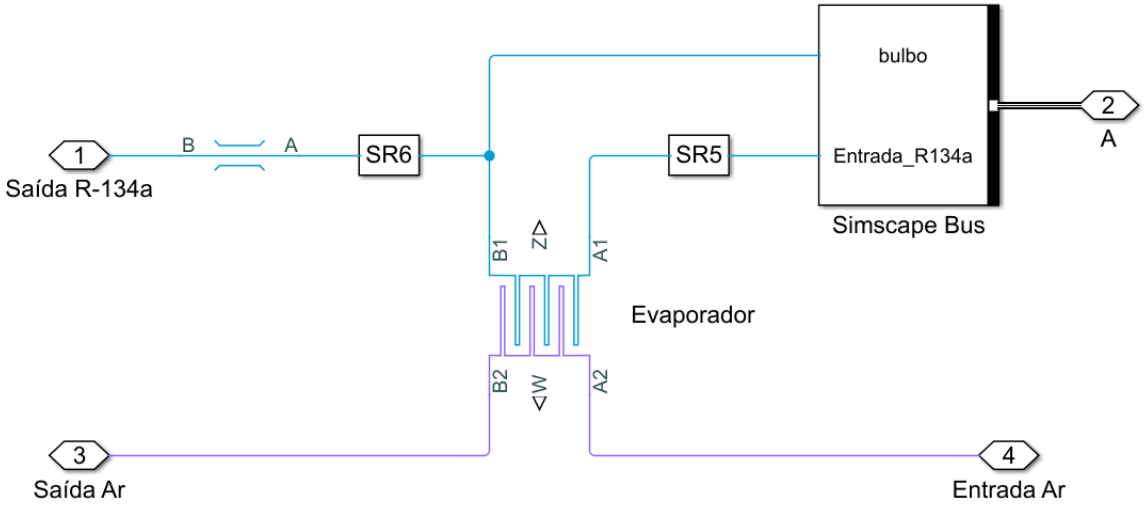


Figura 34. Subsistema do evaporador com conexões agrupadas.
Fonte: MathWorks, Inc.

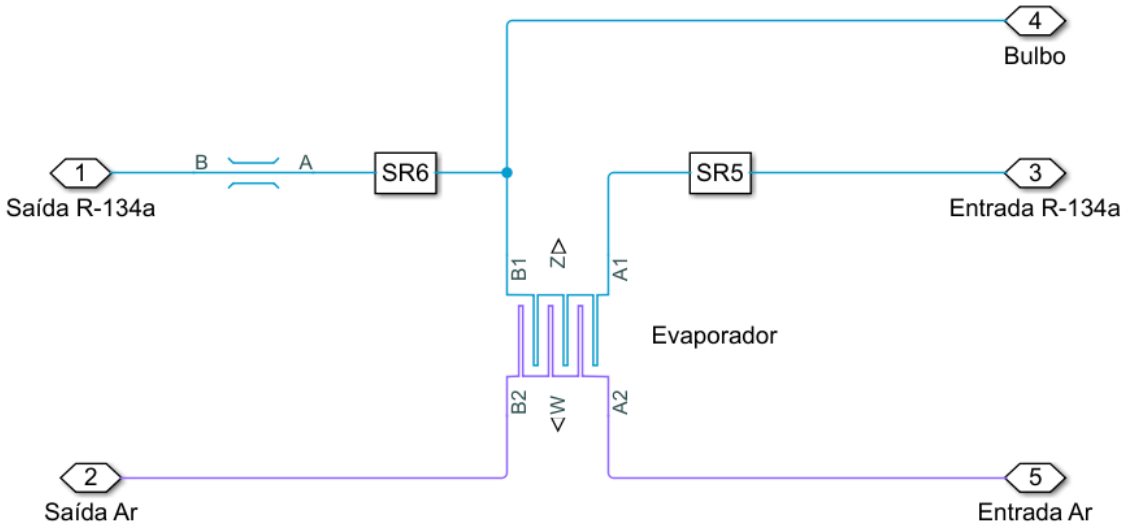


Figura 35. Subsistema do evaporador com conexões independentes.
Fonte: autora.

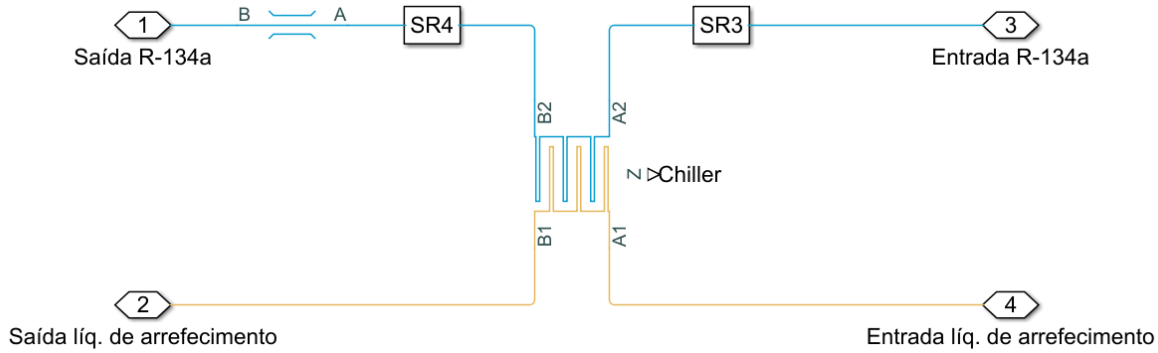


Figura 36. Subsistema do chiller após retirada da porta do bulbo.
Fonte: autora.

O componente a receber o bulbo da válvula de expansão é o evaporador, logo o tubo capilar sai da válvula de expansão termostática e segue para a saída do evaporador. A Figura (37) ilustra a conexão entre os subsistemas de tais componentes.

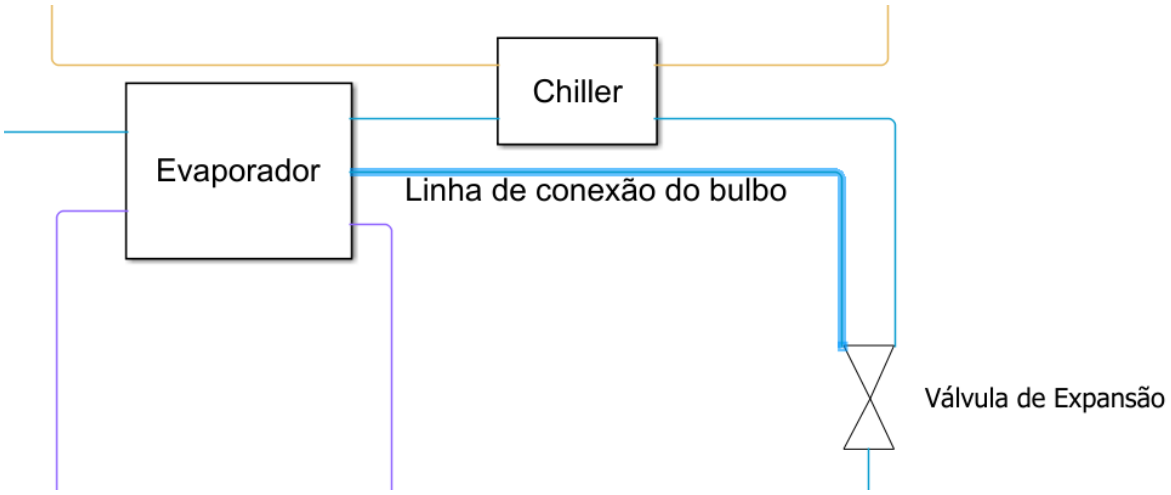


Figura 37. Conexão entre válvula de expansão, chiller e evaporador em série.
Fonte: autora.

5.1.3.7. Porta de mistura de ar

Neste estudo, a porta de mistura de ar do ar condicionado tem como objetivo direcionar ou não o ar que circula na caixa evaporadora para o radiador de ar quente, a fim de aquecer o ar da cabine. O controle do movimento da porta, isto é, a porcentagem de sua abertura, está relacionado à demanda de temperatura solicitada pelo motorista.

Para este estudo, será considerada duas posições para a porta de mistura de ar, sendo uma totalmente fechada ou totalmente aberta, ou seja, bloqueando a passagem de ar pelo radiador de ar quente ou permitindo por completo o fluxo de ar pelo componente.

No exemplo do Simulink, o recurso para aquecer a cabine é um aquecedor elétrico do tipo PTC. Essa condição exclui a necessidade de uma porta de mistura de ar, uma vez que o aquecimento do ar pode ser controlado apenas ligando ou desligando o aparelho.

Como no sistema térmico do e-Stark é utilizado um radiador de ar quente, foi necessário incluir no modelo algo que simulasse o comportamento de uma porta de mistura de ar.

Buscou-se, na biblioteca de exemplos do MATLAB/Simulink, um exemplo para a simulação de um sistema de ar condicionado automotivo (Figura 38). A porta

de mistura de ar encontrada nesse modelo foi importada para a modelagem do sistema térmico integrado do e-Stark, e a principal manipulação realizada para a adequação com o modelo está no controle da sua abertura (Seção 5.1.4.1).

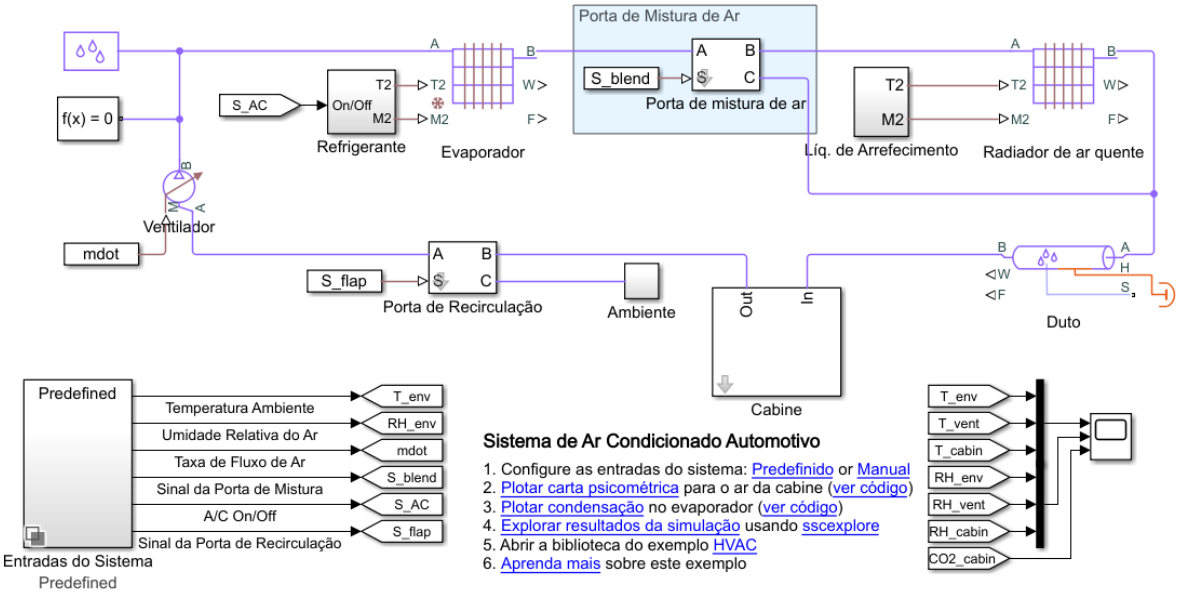


Figura 38. Exemplo do MATLAB/Simulink: Sistema de Ar Condicionado Automotivo.
Fonte: MathWorks, Inc.

A Figura (39) ilustra a inserção do subsistema porta de mistura no sistema térmico do e-Stark. Nota-se que o bloco possui uma entrada (A), advinda da saída do evaporador, e duas saídas, sendo uma que conduz o ar a passar pelo radiador de ar quente (B) e outra que leva o ar diretamente para a cabine (C).

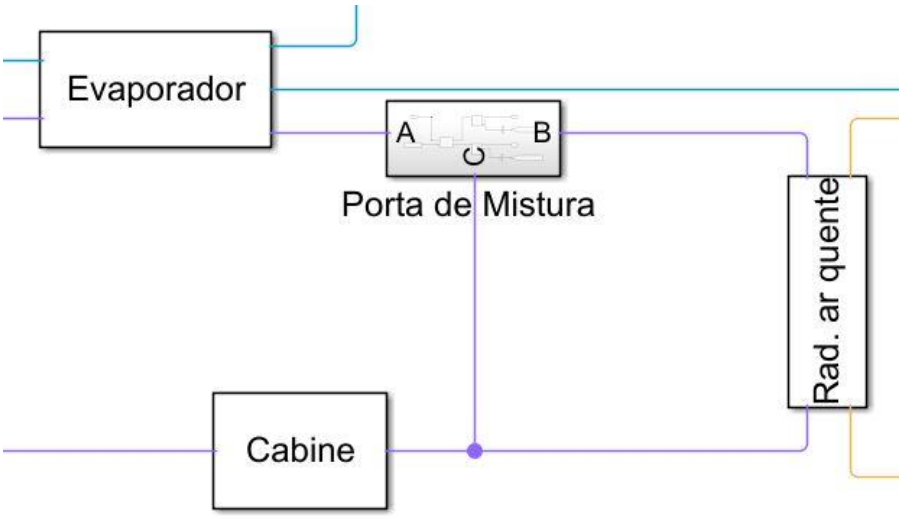


Figura 39. Porta de mistura de ar e sua entrada e suas saídas.
Fonte: autora.

5.1.4. Sistemas de Controle

A Figura (40) mostra o esquema de entradas e saídas dos sistemas de controle do exemplo de Gerenciamento Térmico de Veículos Elétricos do MATLAB/Simulink. Os ajustes necessários para que o sistema se torne apto para simular o modelo de sistema térmico desenvolvido para o e-Stark são descritos nas seções a seguir.

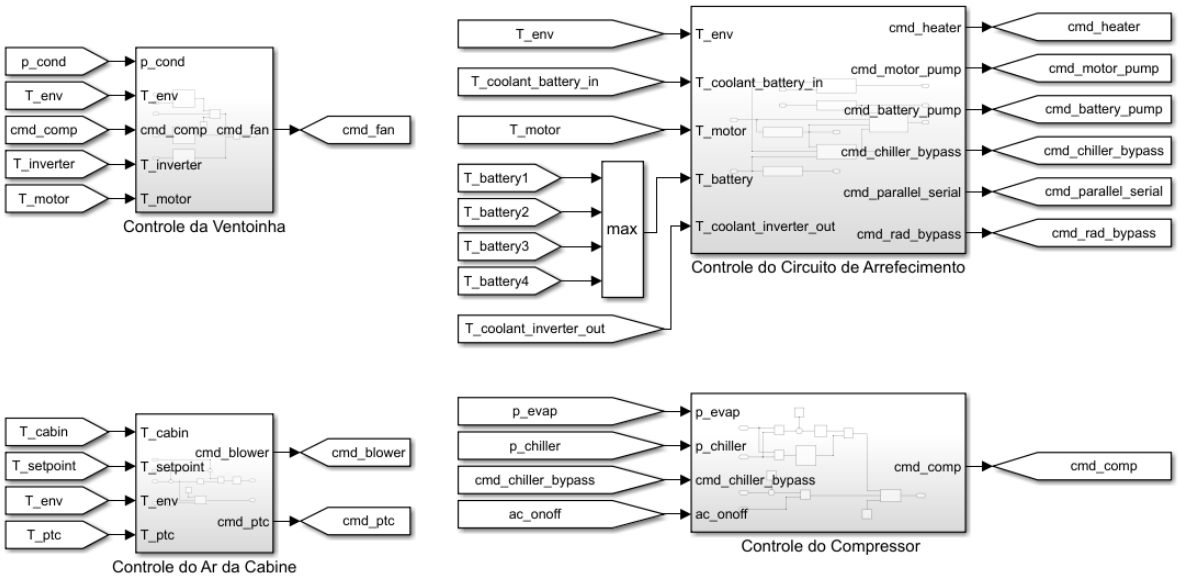


Figura 40. Sistemas de Controle do exemplo do Simulink.
Fonte: MathWorks, Inc.

5.1.4.1. Controle do ar da cabine

O controle do ar da cabine do exemplo do Simulink (Figura 41) é feito por meio de quatro entradas: temperatura da cabine (“T_cabine”), temperatura alvo (“T_alvo”), temperatura ambiente (“T_ambiente”) e temperatura do ar no aquecedor PTC (“T_ptc”); e duas saídas: comando do ventilador (“cmd_ventilador”) e comando do aquecedor PTC (“cmd_PTC”).

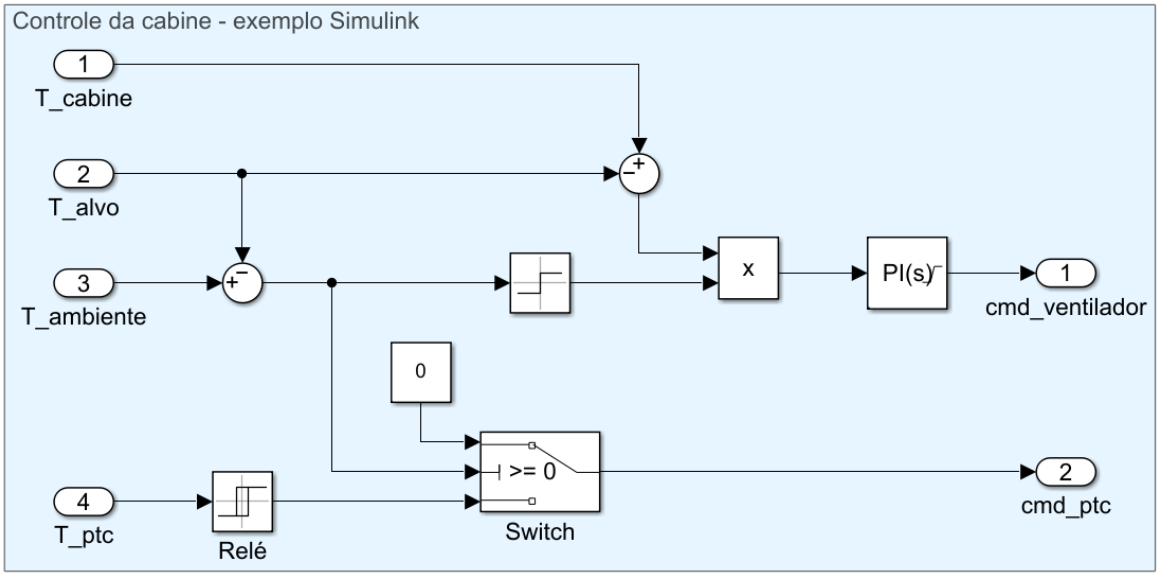


Figura 41. Controle do ar da cabine do exemplo do Simulink.
Fonte: autora.

O controle do ar da cabine para o sistema térmico do e-Stark é descrito na Fig. (42). O comando do ventilador não foi alterado em relação a modelagem original do exemplo do Simulink, porém, o comando referente ao aquecedor elétrico do tipo PTC da cabine foi substituído pelo da porta de mistura de ar (“cmd_porta_mistura”), de forma a transformar o sistema de aquecimento da cabine que era elétrico em mecânico. Para essa substituição, foi alterado o relé responsável por controlar a faixa de funcionamento do aquecedor PTC, por um relé que envia um sinal em função da relação entre a temperatura da cabine (“T_cabine”) e a temperatura alvo (T_alvo”).

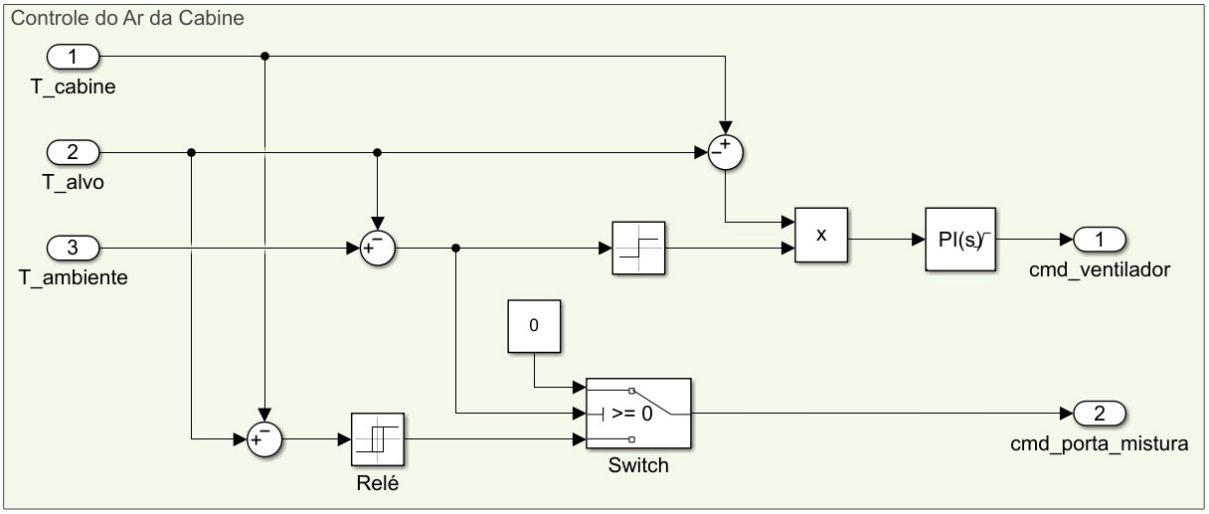


Figura 42. Controle do ar da cabine do sistema térmico integrado do e-Stark.
Fonte: autora.

O comando da porta de mistura é, basicamente, feito por meio da comutação da chave do bloco Switch, que possui uma entrada de controle, duas entradas de

dados e uma saída. A partir do valor da entrada de controle e de um critério de comutação estabelecido, a chave se liga a uma das entradas de dados. A entrada de controle para este bloco é um valor resultado da diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura alvo, e o critério para comutação é quando este valor não satisfaz a condição maior ou igual a zero (>=0). Em síntese, para uma entrada de controle positiva (T_ambiente > T_alvo), a chave do bloco Switch está na entrada de dados “0”, que corresponde ao bloqueio da passagem de ar pelo radiador de ar quente. Em contraponto, quando a entrada de controle é negativa (T_ambiente < T_alvo), a chave se conecta ao relé, que lê a informação da diferença entre a temperatura alvo e a temperatura da cabine e libera a passagem de ar pelo radiador de ar quente. Quando essa diferença é nula (T_cabine = T_alvo), o sinal enviado é “0” e a porta de mistura se fecha para o radiador de ar quente. Á medida que essa diferença volta a crescer, atingindo o valor positivo de 3°C (T_cabine < T_alvo), o sinal enviado é “1”, mantendo o fluxo de pelo radiador de ar quente, que se interrompe quando a diferença entre as temperaturas da cabine e alvo volta a ser zero.

A porcentagem de abertura da porta de mistura regula o fluxo de ar que passa pelo radiador de ar quente, e consequentemente a quantidade ar quente que é enviado à cabine. Neste estudo, será considerado apenas as posições totalmente aberta e totalmente fechada. A Figura (43) resume as entradas e saídas do sistema de controle do ar da cabine.

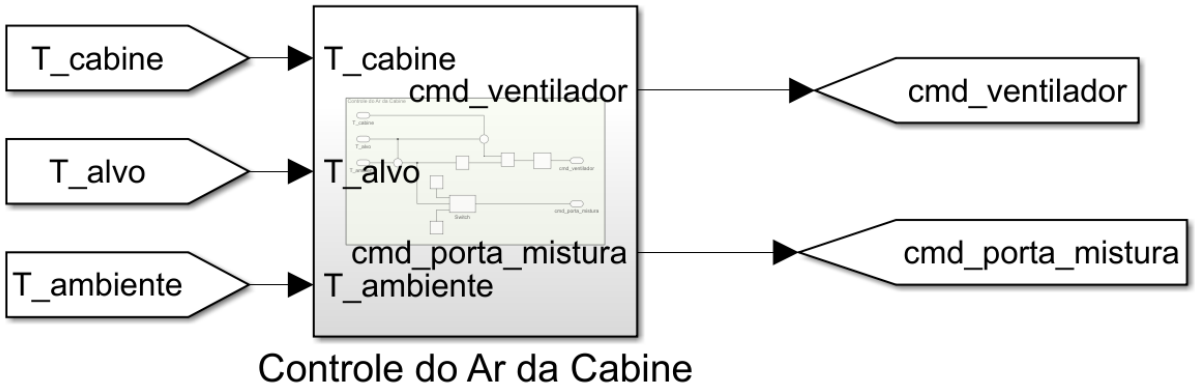


Figura 43. Entradas e saídas do controle do ar da cabine do e-Stark.
Fonte: autora.

Para investigar se a porta de mistura funciona corretamente, foram realizados testes, verificando qual caminho o ar passa de acordo com a temperatura ambiente.

Foi inserido um sensor de fluxo de massa nas duas saídas da porta de mistura (Fig. 44), e iniciada a simulação para os dois cenários onde há climatização na cabine. No Cenário 2, que acontece em Bom Jesus (PI), o ar condicionado está ligado, e no Cenário 3 de Urupema (SC) o que opera é o ar quente.

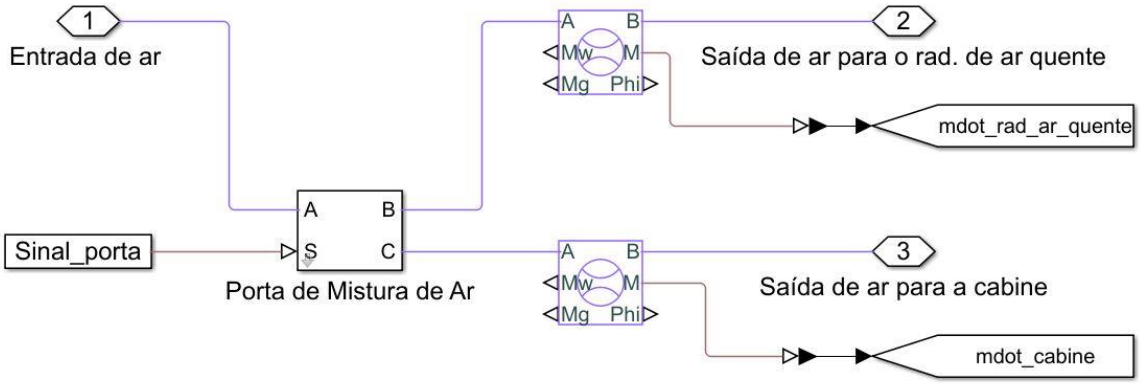


Figura 44. Instalação dos sensores de fluxo de massa nas saídas da porta de mistura de ar.
Fonte: autora.

A Figura (45) mostra o fluxo de massa nas saídas da porta de mistura de ar para o Cenário 2. O sinal negativo no gráfico está relacionado ao sentido do fluxo em relação ao sensor, sendo importante para a análise apenas o módulo deste valor. Para este cenário, em que não há solicitação de aquecimento, a massa de ar deve seguir do evaporador diretamente para a cabine, sem passar pelo radiador de ar quente. Isso é comprovado no gráfico, onde é registrado fluxo de massa apenas na saída da porta de mistura que leva à cabine.

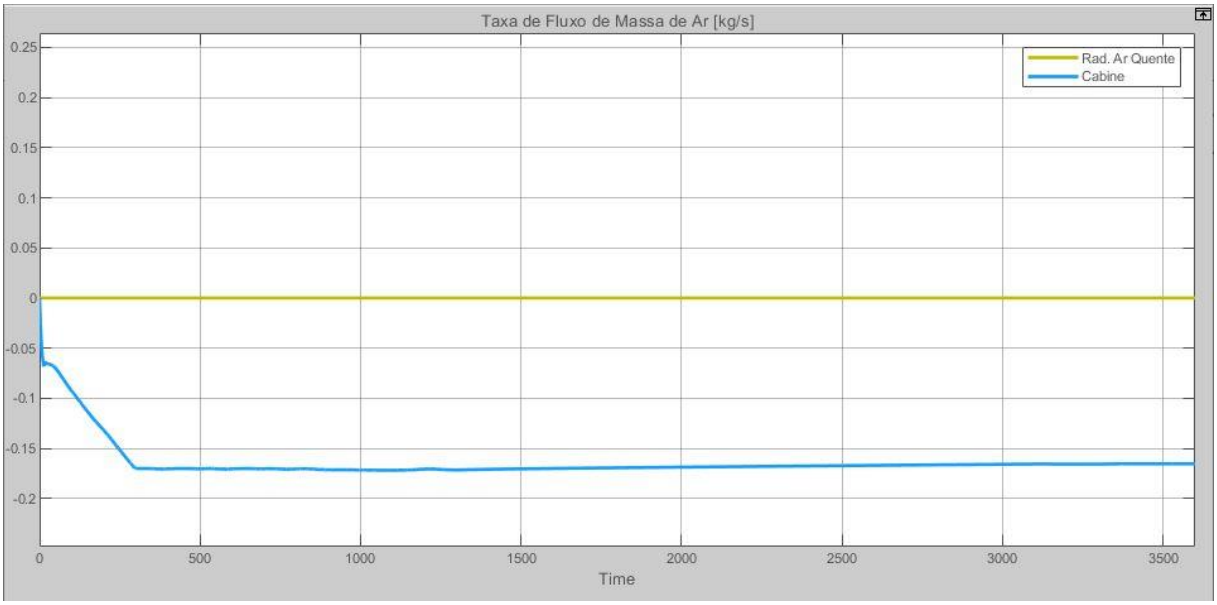


Figura 45. Taxa de fluxo de massa de ar nas saídas da porta de mistura para o Cenário 2.
Fonte: autora.

O gráfico da Fig. (46) se refere a taxa de fluxo de massa ar para o Cenário 3, onde o aquecimento da cabine é requerido. Da mesma forma que no gráfico anterior, o sinal negativo representa apenas o sentido do fluxo, sendo indiferente para esta análise. Apenas na saída que leva o ar para o radiador de ar quente é percebido fluxo de massa, enquanto na saída para a cabine não é registrado nenhum trânsito. A interrupção da geração do gráfico é explicada na Seção (6.3).

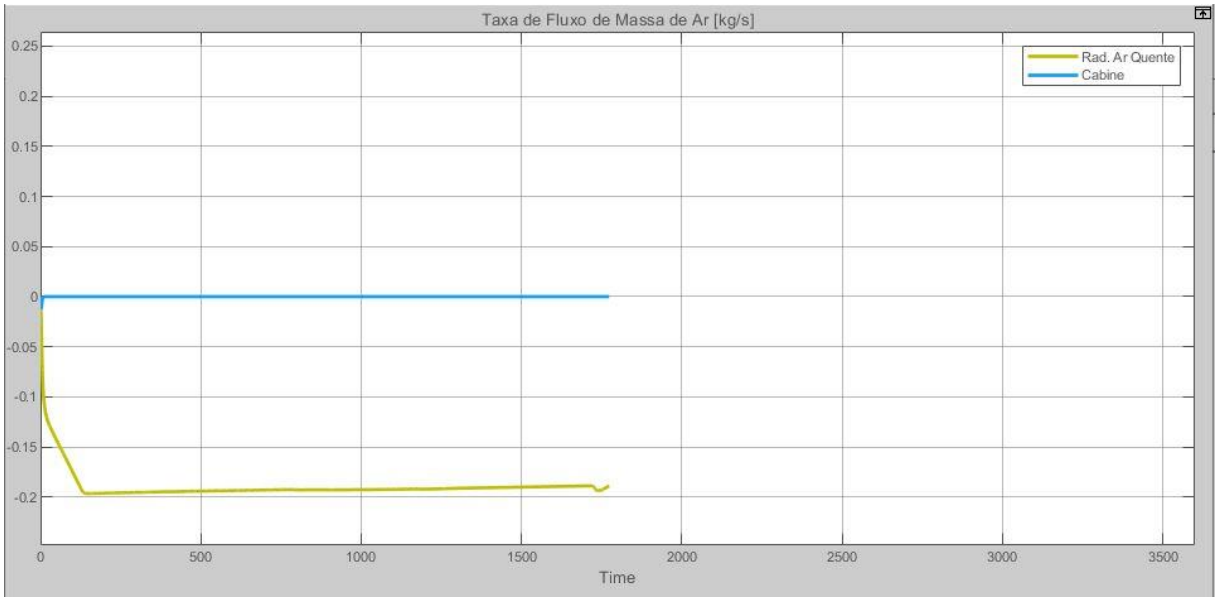


Figura 46. Taxa de fluxo de massa de ar nas saídas da porta de mistura para o Cenário 3.
Fonte: autora.

5.1.4.2. Controle do circuito de arrefecimento

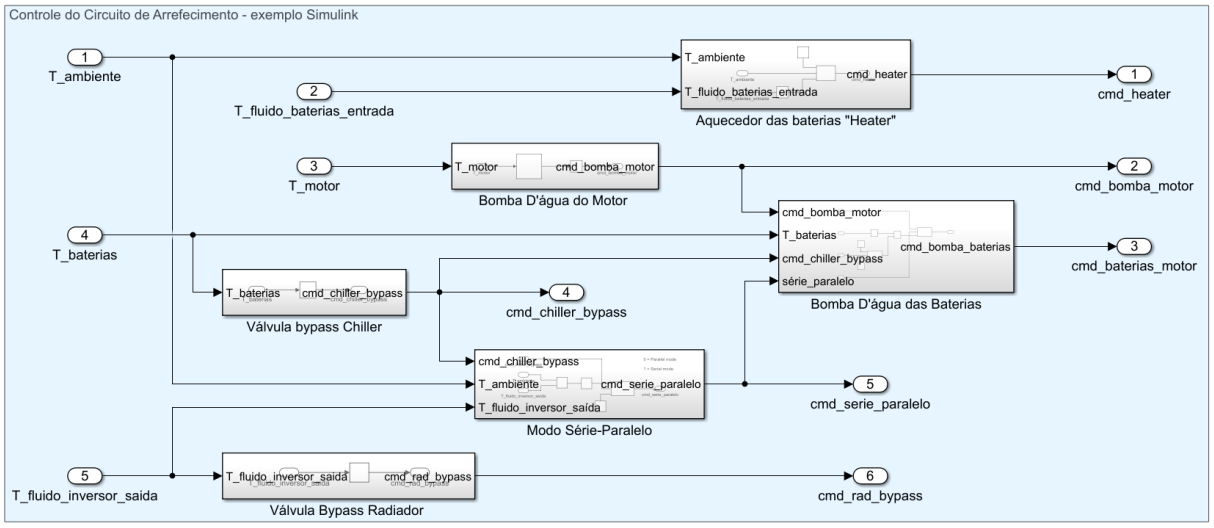


Figura 47. Controle do circuito de arrefecimento do exemplo do Simulink.
Fonte: autora.

A Figura (47) mostra o sistema de controle do circuito de arrefecimento do modelo do Simulink. Para se adequar ao conceito, os diagramas e suas portas de entrada e saída que fazem referência a componentes que não estão presentes do

sistema térmico integrado do e-Stark foram eliminados, sendo estes os diagramas de controle da bomba d'água das baterias, do modo série e paralelo e da válvula *by-pass* do radiador. A Figura (48) descreve o quadro de controle do circuito de arrefecimento modificado para o e-Stark.

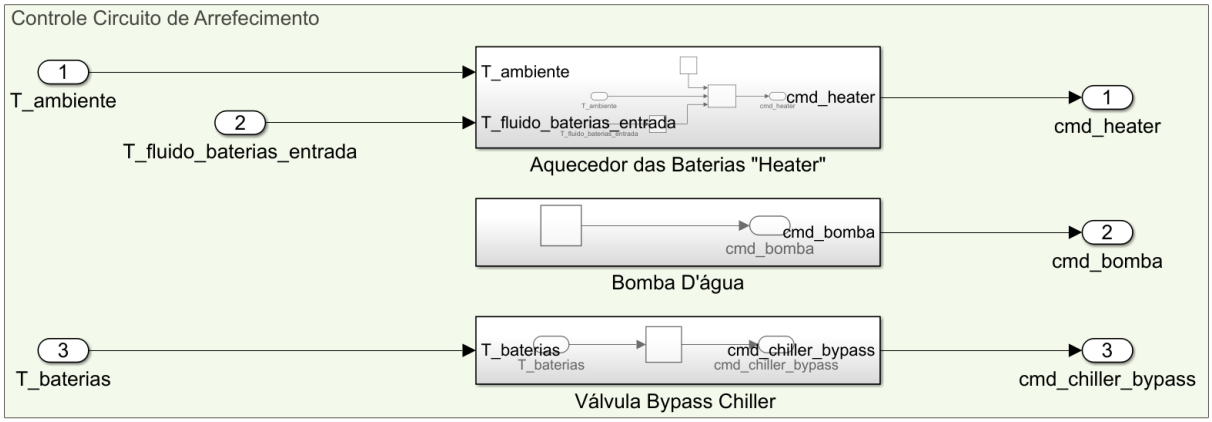


Figura 48. Controle do circuito de arrefecimento do sistema térmico integrado do e-Stark.
Fonte: autora.

Nota-se, na Fig. (48) que o controle do arrefecimento do sistema térmico do e-Stark é composto pelo controle de três componentes: o *heater*, a bomba d'água e a válvula *by-pass* do *chiller*.

5.1.4.2.1. Controle do Aquecedor das Baterias "Heater"

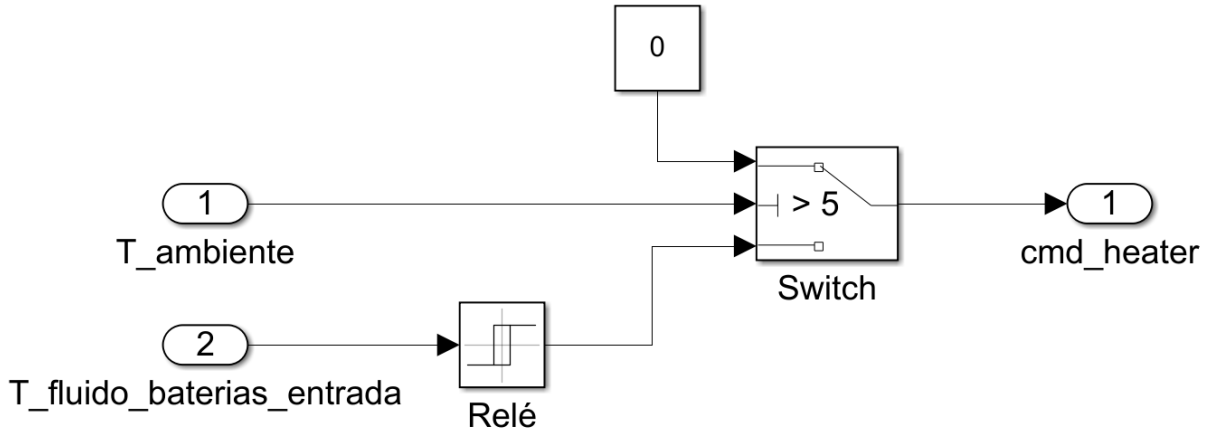


Figura 49. Controle do aquecedor das baterias "*heater*".
Fonte: MathWorks, Inc.

O controle do *heater* para o sistema térmico integrado não foi alterado em relação ao exemplo do Simulink. Assim como para a porta de mistura, utiliza-se o bloco Switch para alternar entre a posição de ligado e desligado do aparelho. A temperatura ambiente ("T_ambiente") é a entrada de controle, e enquanto esta estiver acima de 5° C, o *heater* assume a condição "0" de desligado. Para o estado de ligado, além temperatura ambiente estar abaixo de 5 ºC, a temperatura do líquido

de arrefecimento (“T_fluido_baterias_entrada)” também deve estar abaixo de 5 ºC, mantendo o *heater* ligado até que se atinja a temperatura de 15 °C.

5.1.4.2.2. Controle da Bomba D’água

A bomba d’água modelada no exemplo do Simulink possui seu regime de operação em função da temperatura do motor, e uma saturação que vai de 30% a 100% de sua capacidade de operação, como mostra a Fig. (50).

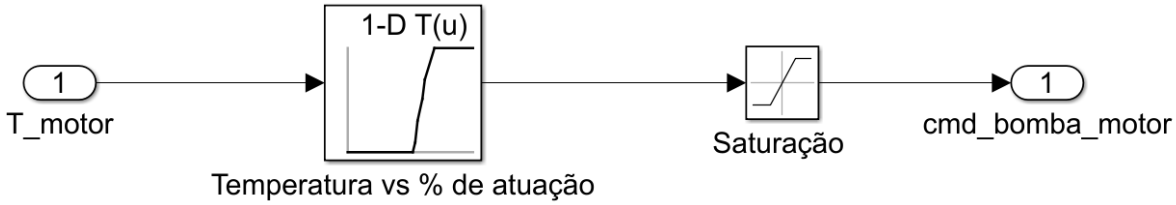


Figura 50. Controle da bomba d'água do exemplo do Simulink.
Fonte: MathWorks, Inc.

A bomba d’água definida para o protótipo elétrico do veículo Stark, da fabricante Matsuri, opera em regime constante em todo seu funcionamento. Dessa forma, os blocos do gráfico que estabelece a relação entre a temperatura do motor e a porcentagem de atuação e da saturação podem ser substituídos por um bloco de valor constante (Fig. 51). A configuração dos parâmetros da bomba d’água foi baseada na informação de vazão máxima contida nas instruções do fabricante do motor elétrico, onde a porcentagem de 52% equivale ao limite de 10L/min informado.

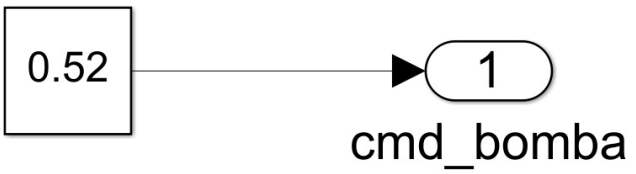


Figura 51. Controle da bomba d'água do sistema térmico integrado do e-Stark.
Fonte: autora.

Portanto, a fim de se obter esse valor para a vazão de entrada no motor, foi estabelecido que a bomba d’água da modelagem do Simulink deve operar com 60% de sua capacidade. A partir da inserção de um sensor de fluxo de massa na entrada do motor, essa porcentagem foi obtida por meio de testes, adequando-a até se atingir a vazão requerida.

Com base no gráfico de Pressão x Temperatura x Densidade fornecido pelo MATLAB/Simulink, parte-se de um valor de densidade de 1069 kg/s para temperatura e pressão aproximados para o Cenário 1. Com essa informação, é

constatado que 10 L/min equivalem a 0,18 kg/s de solução de arrefecimento. Essa conversão foi necessária pois o Simulink não reconhece a unidade L/min.

A Figura (52) descreve a taxa de fluxo de massa de líquido de arrefecimento na entrada do motor no Cenário 1. O valor máximo obtido na simulação é de 0,1801 kg/s, compatível como o requerido.

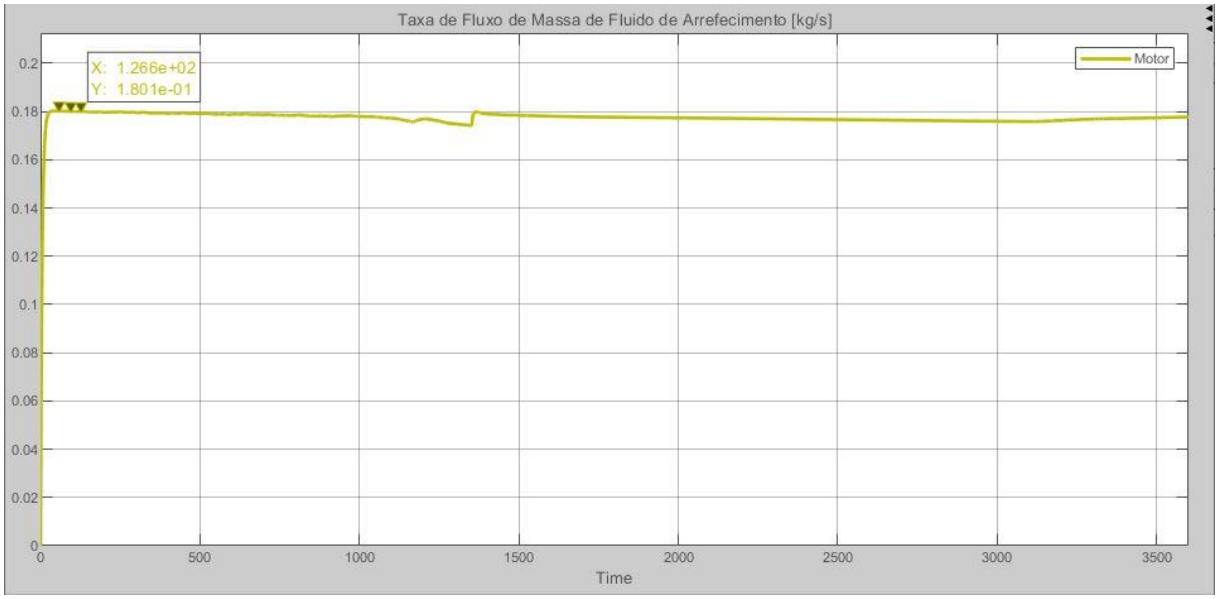


Figura 52. Taxa de fluxo de massa de fluido de arrefecimento pelo motor elétrico.
Fonte: autora.

5.1.4.2.3. Controle da Válvula By-pass do Chiller

Não houve alteração no controle da válvula *by-pass* do *chiller* do sistema térmico integrado em relação já apresentado pelo exemplo do Simulink.

Esse controle, mostrado na Fig. (53), é feito através de um relé, cujo sinal libera a passagem de líquido de arrefecimento na válvula para o *chiller* quando é detectado uma entrada de temperatura superior a 35°C nas baterias (“T_baterias”). A partir disso, o relé torna a desligar apenas quando as baterias atingem temperaturas menores ou iguais a 30°C, interrompendo o acesso ao *chiller* e liberando o *by-pass* direto para a bomba d’água.

Os comandos possíveis para a válvula assumem os valores “0” e “1”, sendo “1” para a passagem de fluido pelo desvio, seguindo direto para a bomba d’água; enquanto “0” representa a passagem do fluido em direção ao *chiller.*

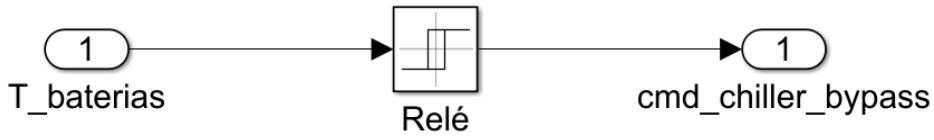


Figura 53. Controle da válvula *by-pass* do *chiller* do sistema térmico integrado do e-Stark.
Fonte: autora.

5.1.4.2.4. Entradas e saídas do sistema de controle do circuito de arrefecimento

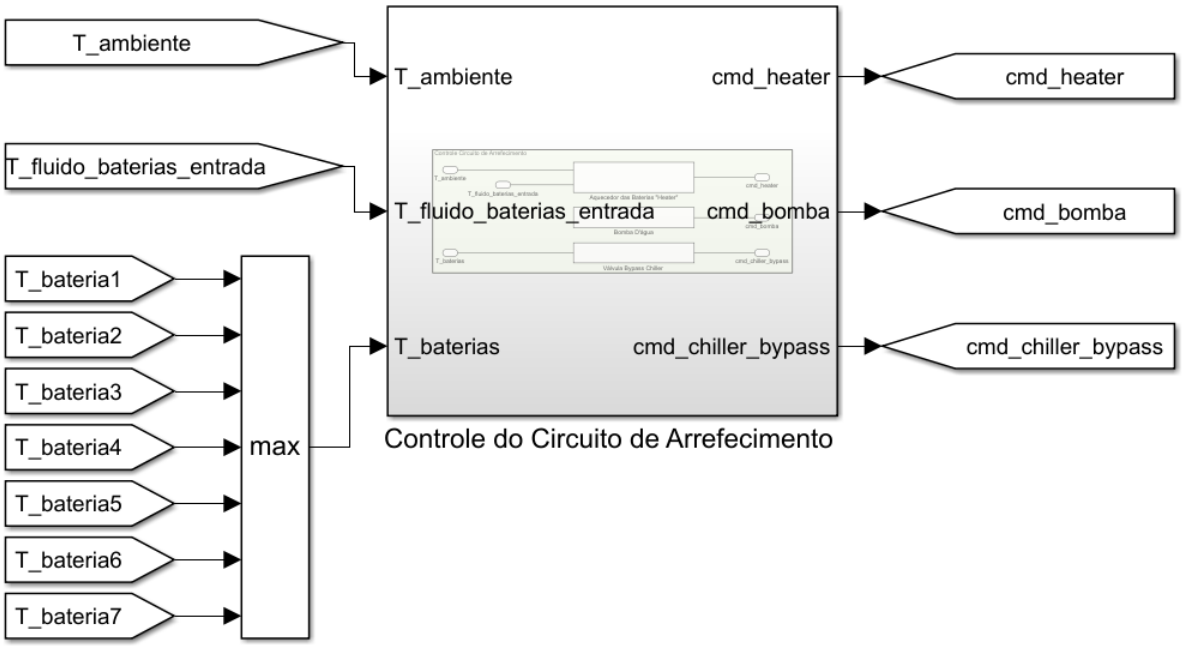


Figura 54. Entradas e saídas do controle do circuito de arrefecimento do sistema térmico integrado do e-Stark.
Fonte: autora.

A Fig. (54) descreve as variáveis de entrada e saída para o controle do circuito de arrefecimento do e-Stark. Ressalta-se a inserção das temperaturas de entrada de cada módulo utilizado na composição do banco de baterias, e que a entrada “T_baterias” é o valor máximo de temperatura registrado dentre os sete módulos.

5.1.4.3. Entradas e Saídas do Sistema de Controle

Os quadros do Sistema de Controle da Ventoinha e Sistema de Controle do Compressor não sofreram nenhuma alteração para a adequação ao e-Stark. A Figura (55) descreve as variáveis de entrada e saída que compõem a estratégia de controle do sistema térmico integrado.

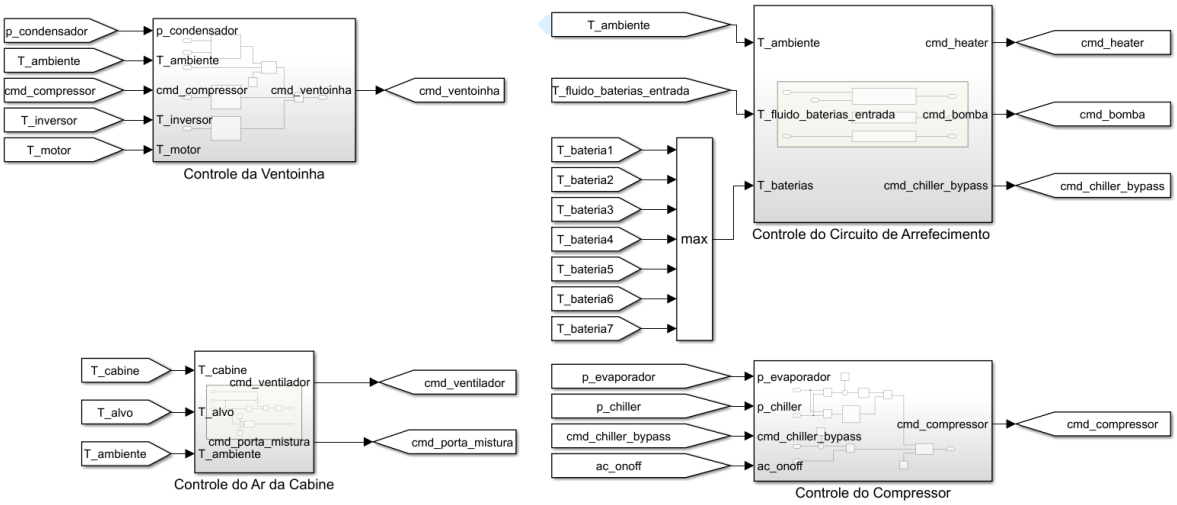


Figura 55. Entradas e saídas do controle do sistema térmico integrado.
Fonte: autora.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos a partir do ajuste e manipulação do software para a implementação do sistema térmico integrado para cada cenário definido na Tab. (4).

Foram gerados seis gráficos, todos em função do tempo de duração da análise, sendo estes:

- Gráfico 1 - Velocidade do Veículo [km/h]: este gráfico descreve o ciclo de condução estabelecido para a análise.
- Gráfico 2 – Temperatura Cabine [°C]: indica a temperatura da cabine no decorrer da análise, e sinaliza a temperatura ambiente e temperatura alvo para referência.
- Gráfico 3 e Gráfico 6 – Comandos: mostra no tempo o acionamento e alterações no funcionamento de equipamentos em razão de comandos recebidos.
- Gráfico 4 – Taxa de Fluxo de Calor [W]: descreve o comportamento de componentes quanto ao trânsito de energia térmica.
- Gráfico 5 – Temperatura do Componentes [°C]: mostra como se dá a temperatura dos componentes do arrefecimento no decorrer do ciclo de condução.

6.1. CENÁRIO 1 – MANUTENÇÃO

O Cenário 1, descrito na Fig. (56), é caracterizado por uma temperatura ambiente de 20°C, o sistema de climatização totalmente desligado e apenas um ocupante no veículo.

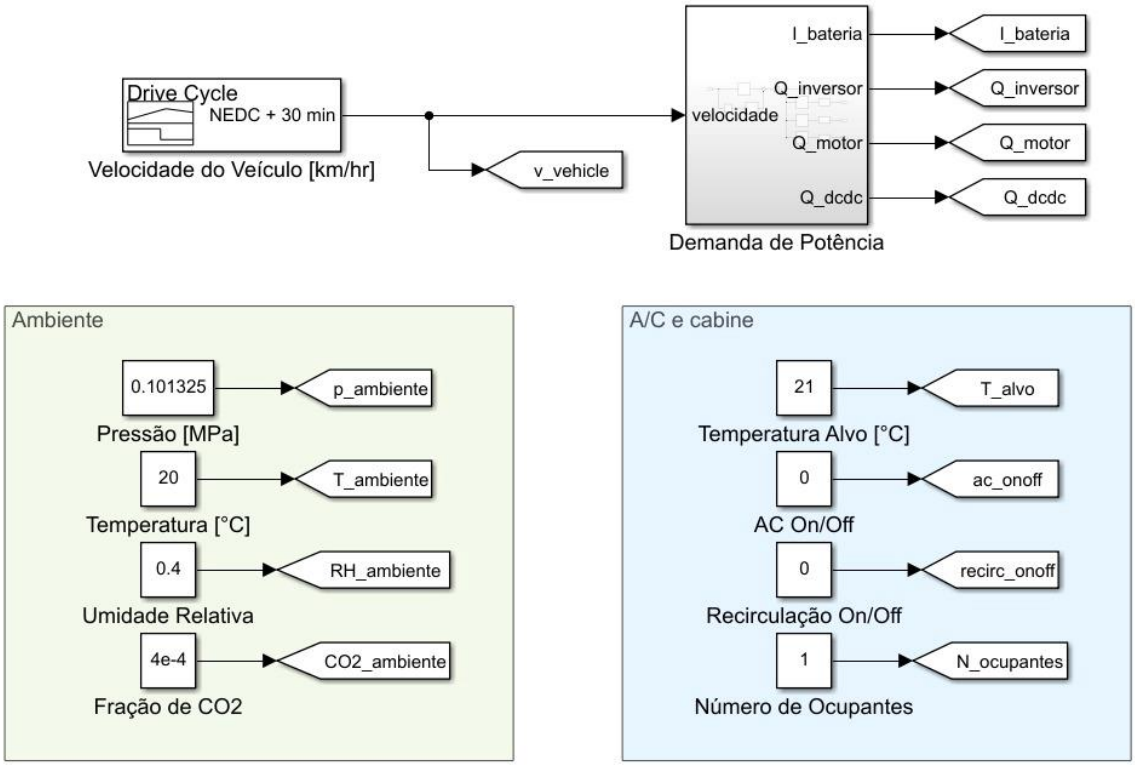


Figura 56. Resumo das características do Cenário 1.

A Fig. (57) mostra os gráficos com os resultados obtidos da implementação do sistema térmico integrado do e-Stark no software MATLAB/Simulink.

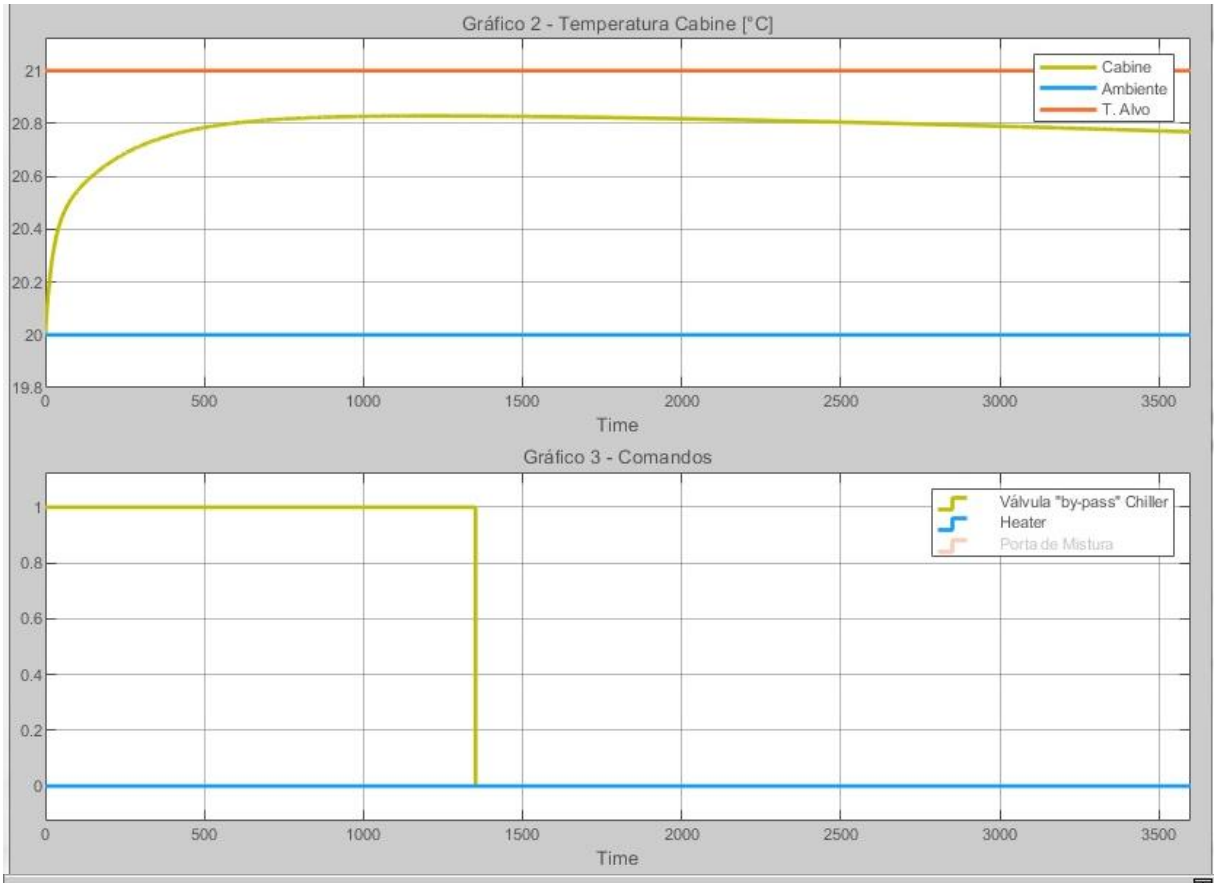


Gráfico 2 - Temperatura Cabine [°C]
Cabine
Ambiente
T. Alvo
21
20.8
20.6
20.4
20.2
20
19.8
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
Time

Gráfico 3 - Comandos
Válvula "by-pass" Chiller
Heater
Porta de Mistura
1
0.8
0.6
0.4
0.2
0
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
Time

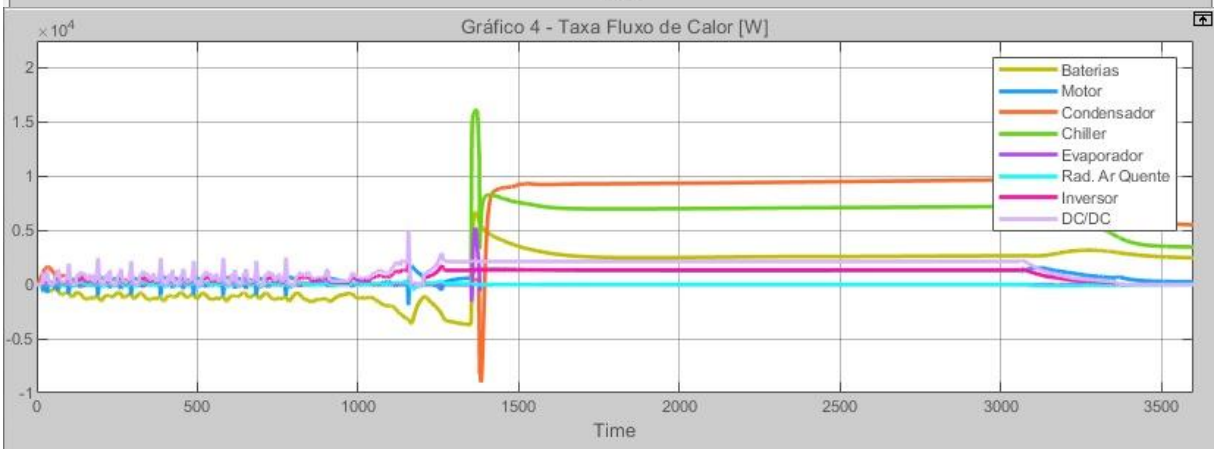


Gráfico 4 - Taxa Fluxo de Calor [W]
×10^4
Baterias
Motor
Condensador
Chiller
Evaporador
Rad. Ar Quente
Inversor
DC/DC
2
1.5
1
0.5
0
-0.5
-1
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
Time

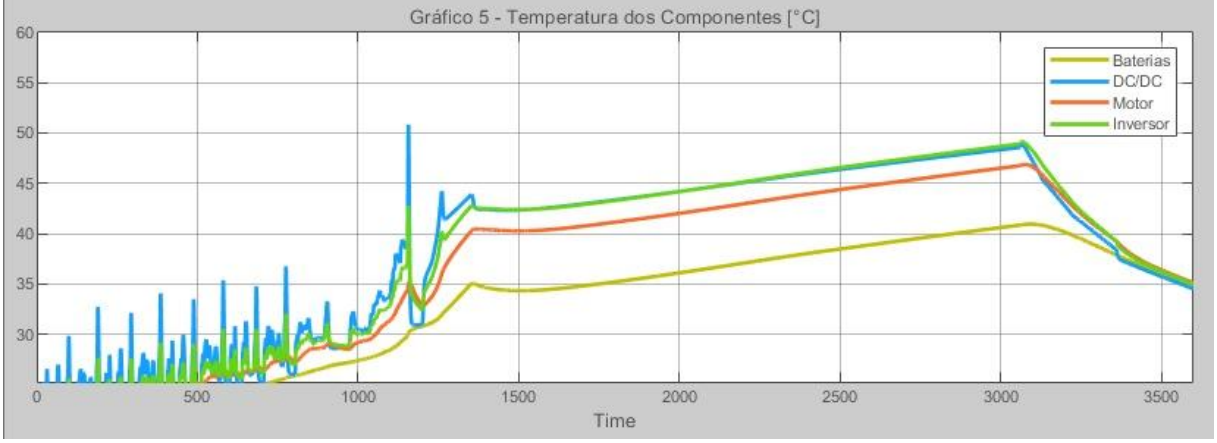


Gráfico 5 - Temperatura dos Componentes [°C]
Baterias
DC/DC
Motor
Inversor
60
55
50
45
40
35
30
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
Time

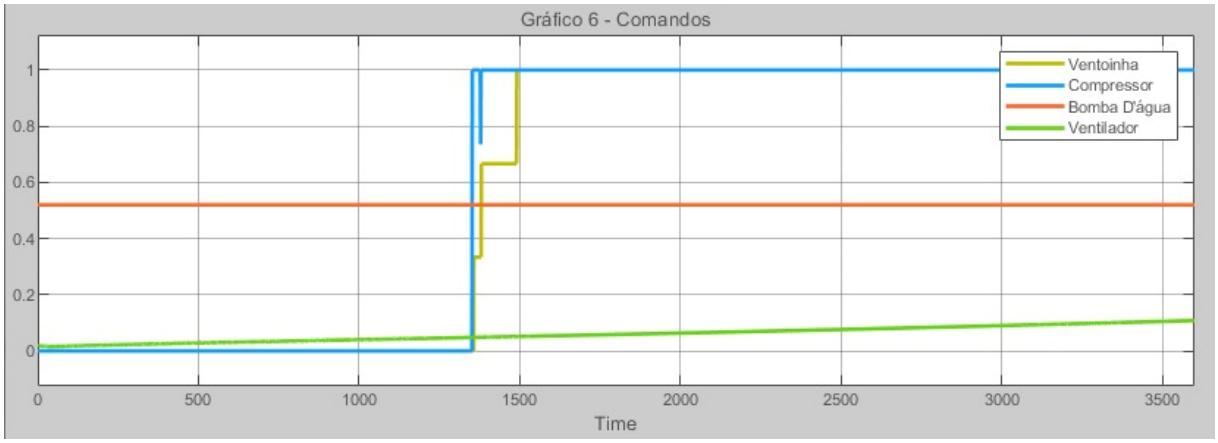
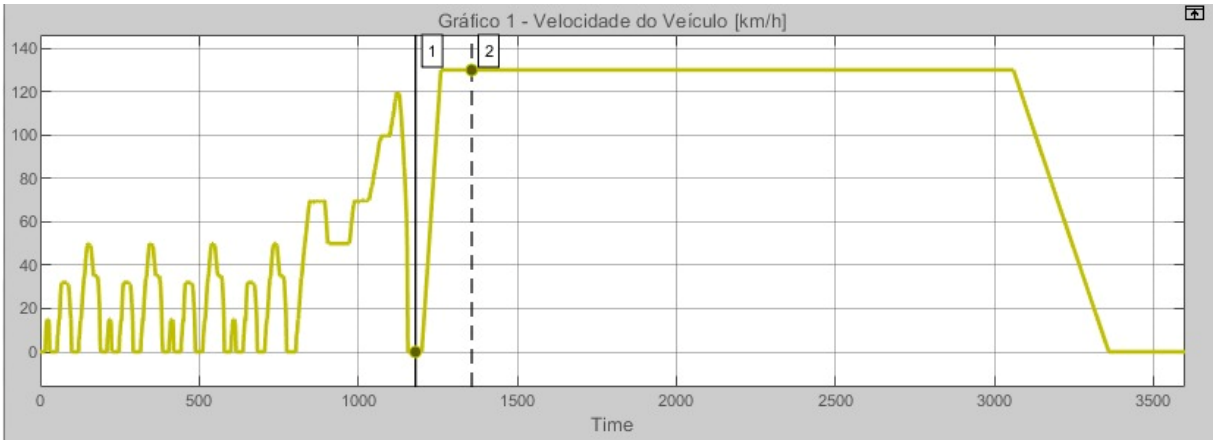


Figura 57. Resultados obtidos para o Cenário 1.
Fonte: autora.

No Gráfico 2 (Fig. 57), nota-se um aumento inferior a 1 °C na temperatura da cabine, valor condizente ao esperado para as condições deste cenário.

As temperaturas dos componentes no Gráfico 5 apresentam maior instabilidade nos primeiros 1180 segundos - porção do ciclo de condução corresponde ao circuito urbano - acarretado pelos sequentes picos de aceleração que ocorrem neste trecho. A Figura (58) sinaliza no Gráfico 5 o segundo 1180 por meio da linha vertical contínua de índice “1”.

Ao fim do circuito urbano e início da simulação de autopista, é percebido um aumento mais expressivo da temperatura dos componentes, principalmente na porção referente à rampa de aceleração que leva o veículo de 0 a 130 km/h. Entretanto, no segundo 1357, sinalizado pela linha vertical pontilhada de índice “2” na Fig. (58), a taxa do aumento de temperatura cai, tornando-se mais suave em relação à porção anterior. Isso se dá em razão da comutação da válvula *by-pass* do *chiller*, que é acionada quando as baterias atingem a temperatura de 35 °C. Com isso, o fluido de arrefecimento passa a entrar resfriado pelos componentes.



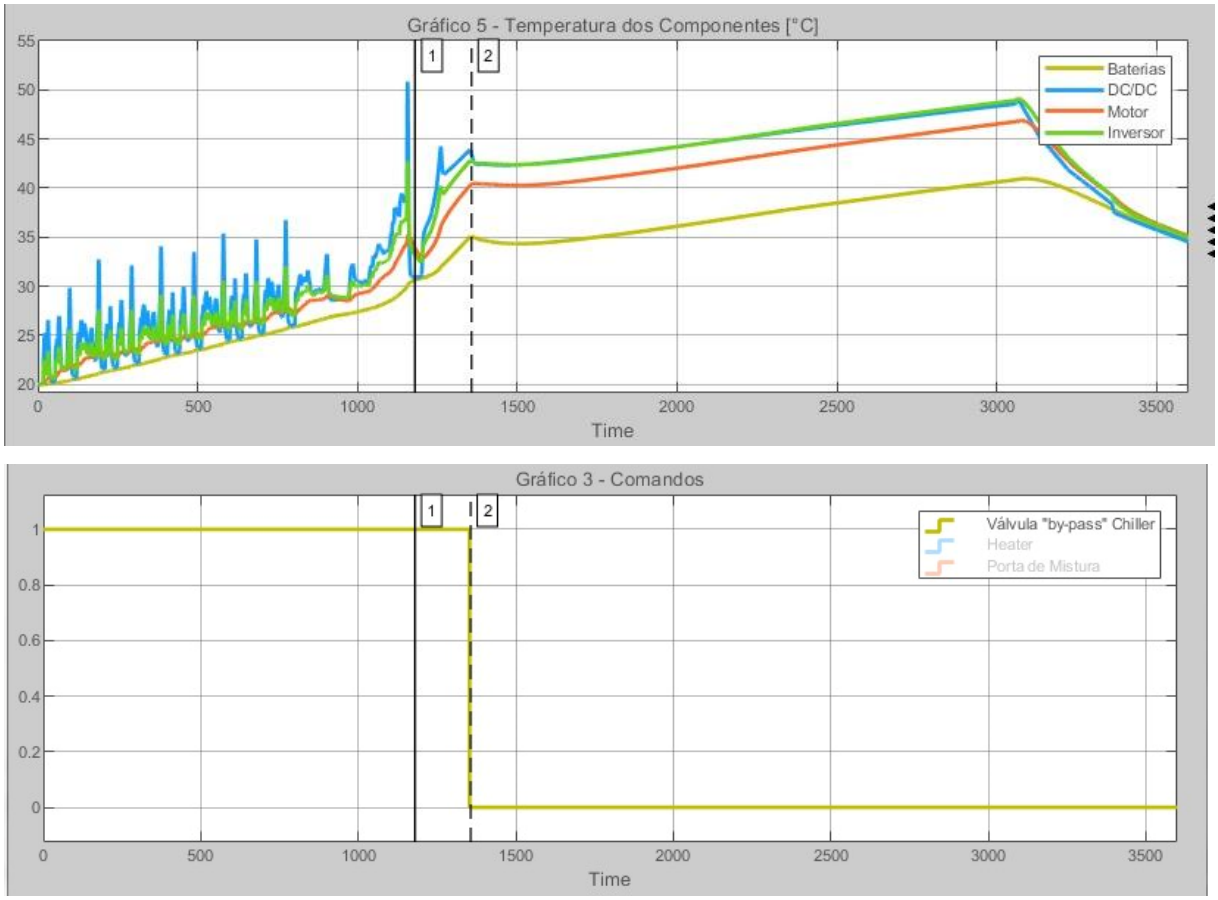


Figura 58. Gráficos 1, 5 e 3 sinalizados no tempo 1180 s (vertical contínua) e 1357 s (vertical pontilhada).
Fonte: autora.

A diferença no fluxo de calor a partir da atuação do *chiller* é notório no Gráfico 4 (Fig. 57). A transferência de calor entre meios é pautada no gradiente de temperatura que há entre eles. Quando não há resfriamento do líquido de arrefecimento, cuja temperatura inicial é de 20°C, a taxa de fluxo de calor é baixa. Com a liberação da passagem pelo *chiller*, a temperatura da solução de arrefecimento diminui, fazendo com que o gradiente de temperatura ao passar pelos componentes aumente. Dessa forma, em busca do equilíbrio térmico, há um aumento da energia em trânsito entre o líquido de arrefecimento e cada componente. Consequentemente, a taxa de aumento da temperatura dos componentes se torna mais branda, uma vez que parte da potência térmica rejeitada por eles é transferida para o fluido de arrefecimento.

Nos Gráficos 3 e 6 (Fig. 57) são mostrados os comandos e acionamentos de alguns equipamentos. Como não há climatização da cabine neste cenário, a visualização da porta de mistura foi suprimida na Fig. (57) para facilitar a análise das demais linhas do gráfico.

O *heater* permanece inativo por toda a extensão da análise, uma vez que não há demanda de aquecimento das baterias para as condições do Cenário. A válvula *by-pass* do *chiller* se mantém na posição “1” (posição aberta para o *by-pass*) até o segundo 1357, quando as baterias atingem a temperatura limite para a abertura da passagem do *chiller*, representada pela posição “0”. Assim que ocorre a comutação da válvula o compressor é acionado, dando início ao ciclo de compressão de vapor do R-134a, que irá trocar calor com a solução de arrefecimento.

Apesar de não ser suficiente para causar uma diminuição na temperatura dos componentes mesmo com o compressor em funcionamento pleno, o *chiller* se mostrou capaz de manter todos os itens do arrefecimento em temperaturas aceitáveis, sendo o maior registro no inversor, de 49 °C. Vale ressaltar o bom desempenho no arrefecimento das baterias, que operaram dentro de uma faixa ideal de temperatura na maior parte do tempo, alcançando o valor máximo de 41 °C.

No fim do ciclo de condução, no processo de desaceleração até o fim do movimento, a temperatura dos componentes decresce, devido à redução da solicitação e da ação de resfriamento do *chiller,* que é facilitada pela diminuição da potência elétrica rejeitada.

Ainda nessa porção da análise no gráfico, a medida em que a temperatura cai, a taxa de fluxo de calor dos componentes apresenta uma leve redução, exceto pelas baterias, onde há um leve aumento. Nota-se também que a queda de temperatura no fim do ciclo é menos significativa para as baterias quando comparado aos demais. Isso pode ser explicado como consequência da frenagem regenerativa, pois, nessa circunstância, a bateria está em estado de armazenamento de energia.

6.2. CENÁRIO 2 – RESFRIAMENTO

O Cenário 2 (Fig. 59) é configurado com uma temperatura ambiente de 40,2 °C, com o ar condicionado ligado no modo de recirculação. Há apenas um ocupante no veículo.

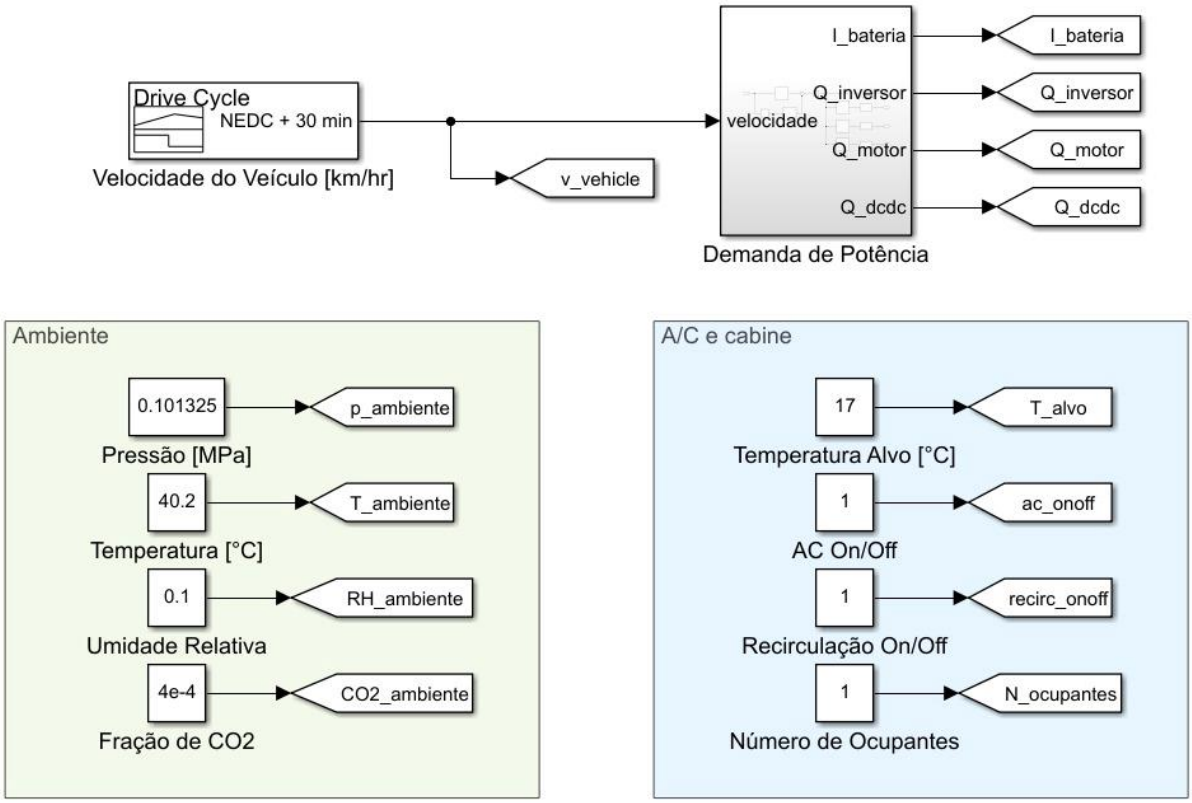


Figura 59. Resumo das características do Cenário 2.

A Figura (60) mostra os gráficos com os resultados obtidos da implementação do sistema térmico integrado do e-Stark no software MATLAB/Simulink.

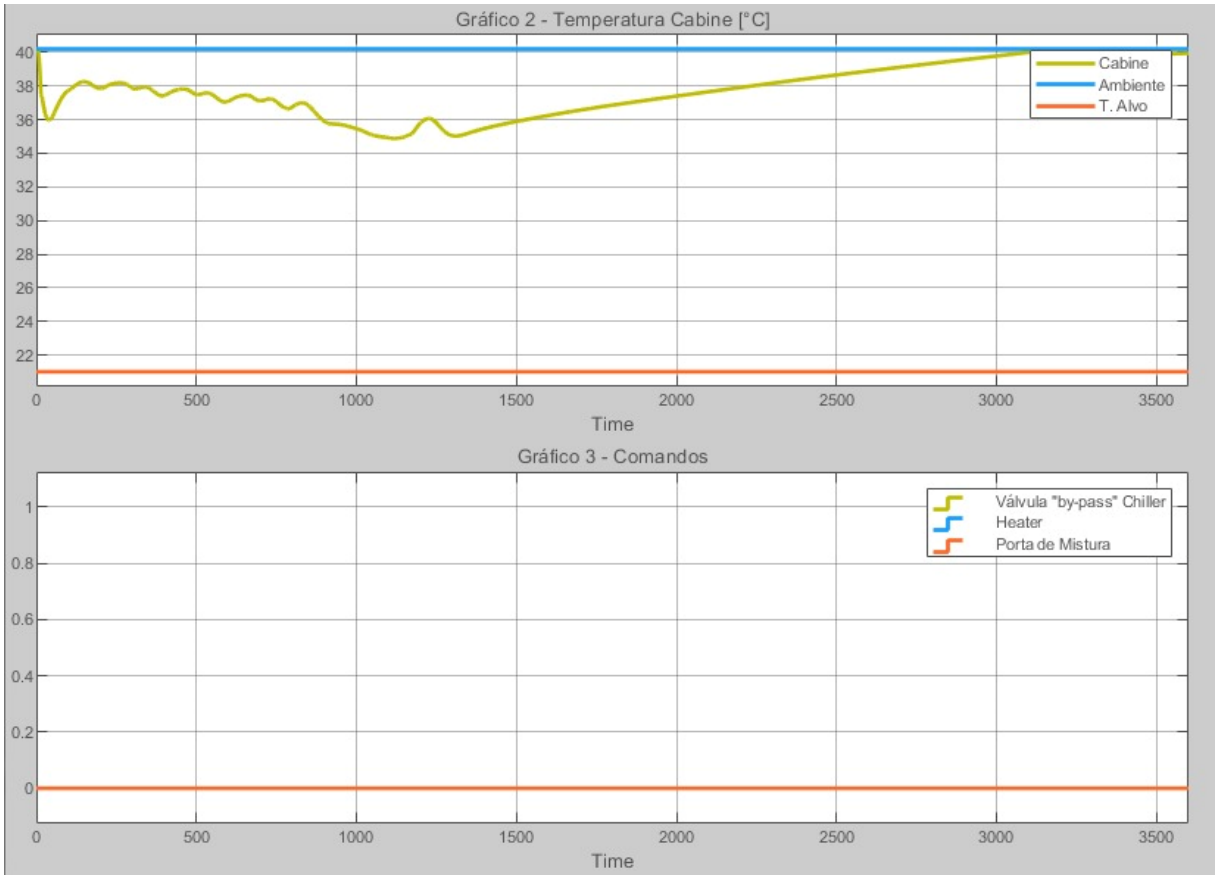


Gráfico 2 - Temperatura Cabine [°C]
Cabine
Ambiente
T. Alvo
Time
Gráfico 3 - Comandos
Válvula "by-pass" Chiller
Heater
Porta de Mistura
Time

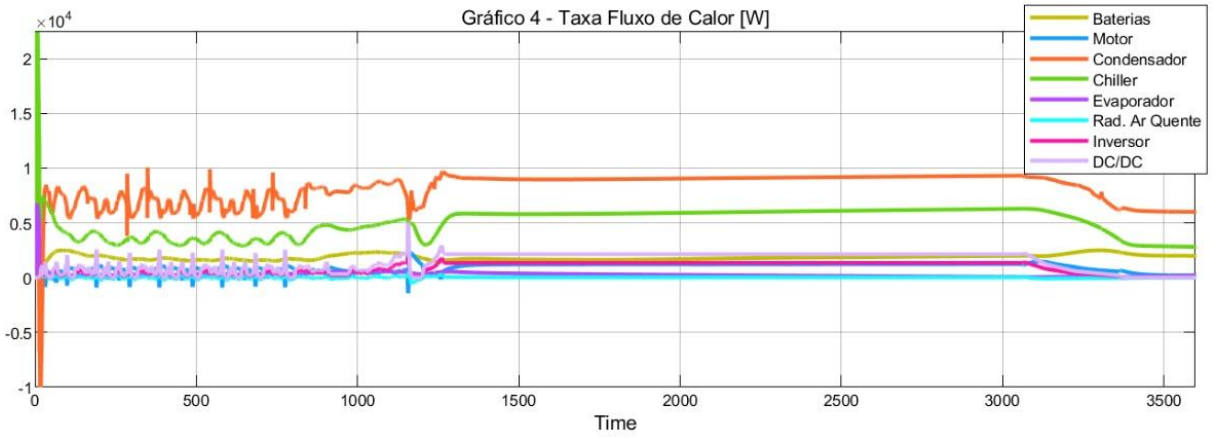


Gráfico 4 - Taxa Fluxo de Calor [W]
×10^4
Baterias
Motor
Condensador
Chiller
Evaporador
Rad. Ar Quente
Inversor
DC/DC
Time

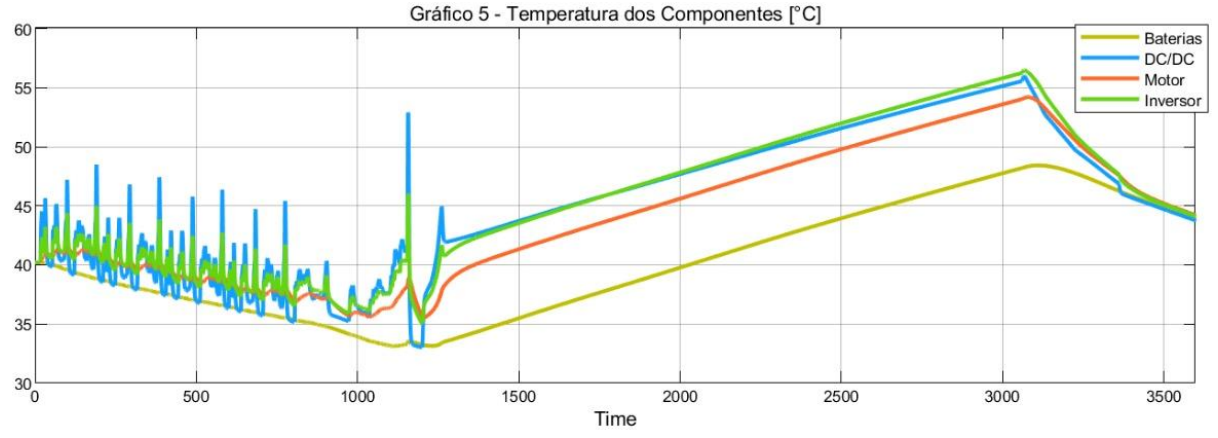


Gráfico 5 - Temperatura dos Componentes [°C]
Baterias
DC/DC
Motor
Inversor
Time

Figura 60. Resultados obtidos para o Cenário 2.
Fonte: autora.

No Gráfico 3 (Fig. 60), é mostrado o comando da válvula *by-pass* do *chiller* na posição “0” por toda a extensão do gráfico, indicando que o fluido de arrefecimento está sendo passando pelo *chiller* durante todo o percurso. O comando da porta de mistura também está em “0”, o que significa que o ar na caixa evaporadora está sendo direcionado diretamente para a cabine e não passa pelo radiador de ar quente. O *heater* se encontra em modo desligado, assumindo também a posição “0”.

O sistema de climatização se mostra com desempenho comprometido, sendo incapaz reduzir a temperatura da cabine a valores abaixo de 35 °C, para uma temperatura alvo de 21 °C, como mostra o Gráfico 2 da Fig. (60).

Isso pode ser explicado pelo fato do *chiller* e evaporador estarem dispostos em série, nesta ordem, após a válvula de expansão termostática. O sistema de ar condicionado se mostra subdimensionado e não é capaz de suprir a carga térmica necessária para os dois componentes simultaneamente. Como o chiller é o primeiro a receber o refrigerante após a expansão, ele acaba tendo “preferência” em seu uso. Com isso, o refrigerante chega no evaporador já aquecido pela troca térmica realizada no *chiller*, impactando negativamente no desempenho no evaporador.

O Gráfico 4 da Fig. (61) contribui para essa análise, e mostra a taxa de fluxo de calor entre os componentes do sistema de climatização do veículo. Observa-se que a taxa de fluxo de calor no *chiller* é superior à do evaporador, evidenciando a diferença de desempenho entre os dois componentes. Além disso, a taxa de fluxo de calor do evaporador é mais próxima ao do radiador de ar quente, o qual neste

cenário, não recebe o fluxo de ar forçado pelo ventilador para que ocorra uma troca de calor efetiva entre os meios.

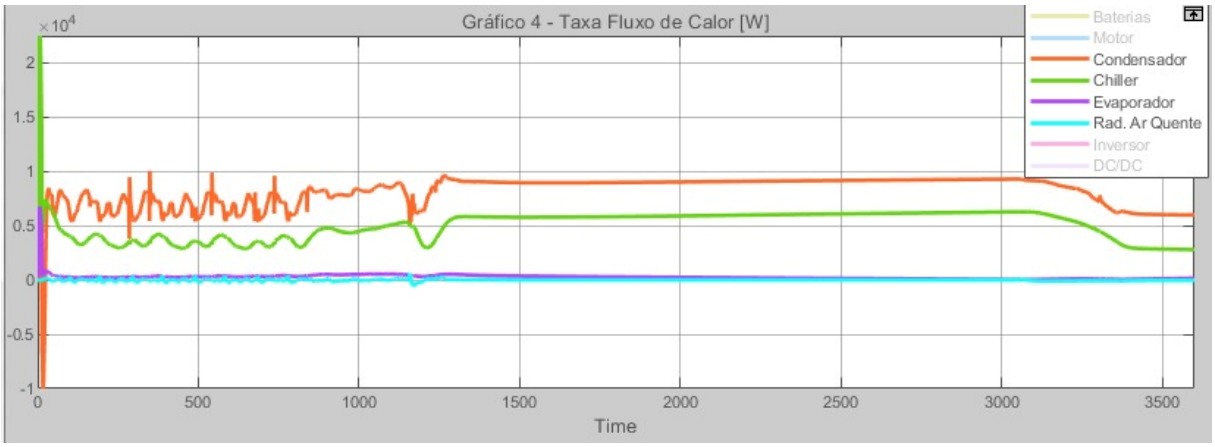


Figura 61. Taxa de fluxo de calor do *chiller* e evaporador.
Fonte: autora.

O *chiller,* assim como no Cenário 1, apresenta bom desempenho, e no circuito urbano – de 0 a 1180 segundos, linha vertical contínua de índice “1” na Fig. (62) - é capaz de diminuir a temperatura dos componentes. Em seguida, na representação da autopista, a temperatura dos componentes volta a crescer, porém ainda se mantém em uma faixa aceitável, com a máxima temperatura sendo atingida pelo inversor no valor de 55 °C e as baterias chegando a 48 °C no final do trecho de velocidade constante.

Com a queda da velocidade após o segundo 3060 (linha vertical tracejada de índice “2” na Fig. (62), a temperatura dos componentes também decresce. Assim como no Cenário 1, há a influência da frenagem regenerativa, sendo percebida tanto na menor queda de temperatura por parte da bateria em comparação aos outros componentes, como na taxa de fluxo de calor, que aumenta para as baterias enquanto diminuiu para os demais.

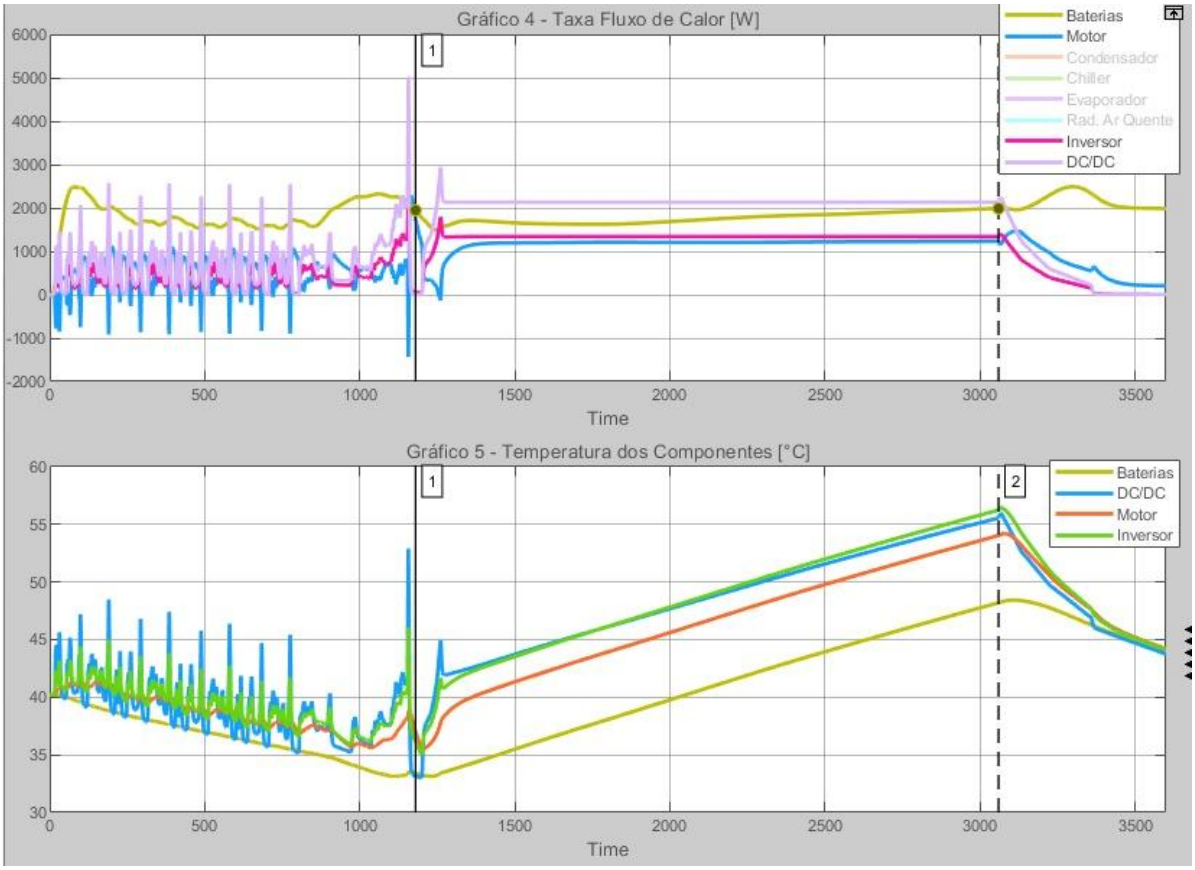


Figura 62. Gráfico 4 e Gráfico 5 do Cenário 2 nos segundos 1180 (1) e 3060 (2).
Fonte: autora.

No Gráfico 6 da Fig. (60), tanto a ventoinha do condensador quanto o compressor operam em pleno funcionamento por todo o circuito, em razão da demanda de resfriamento do sistema.

6.3. CENÁRIO 3 – AQUECIMENTO

O Cenário 3 (Fig. 63) é caracterizado pela temperatura ambiente de -7,4 °C, com o ar quente da cabine ligado no modo de recirculação. Há apenas um ocupante no veículo.

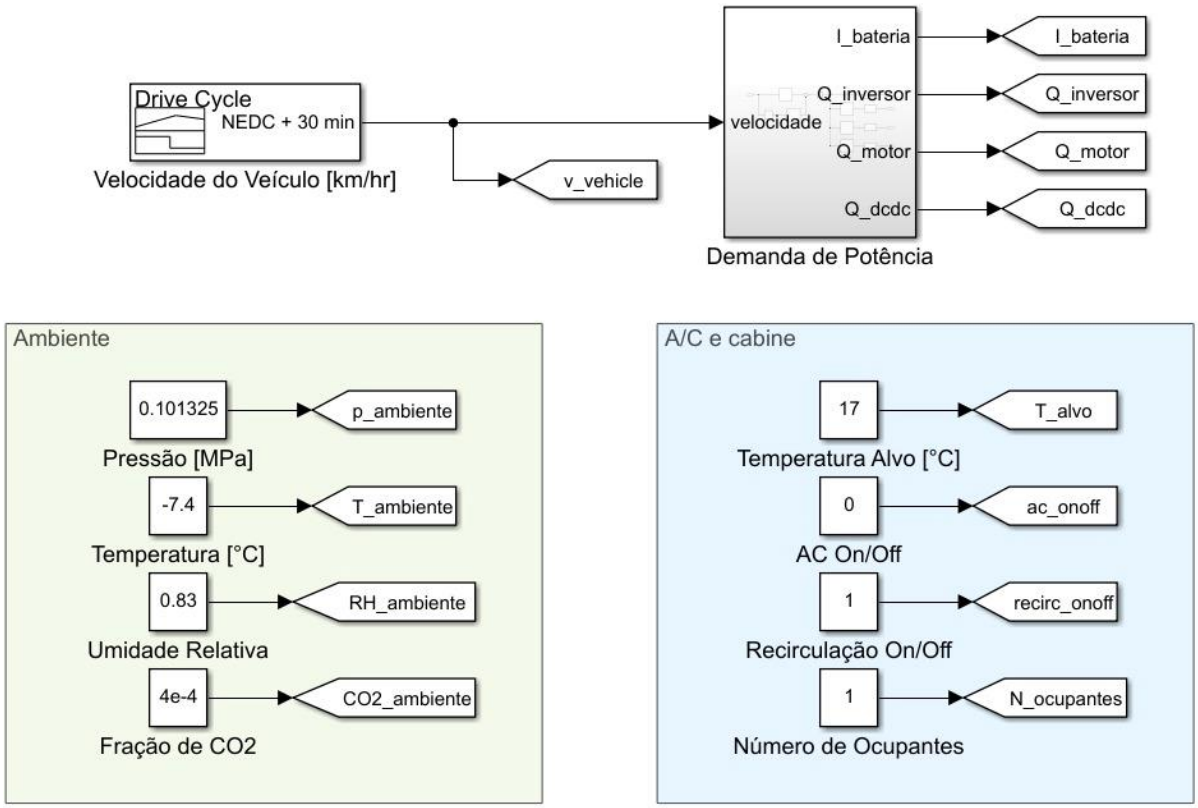
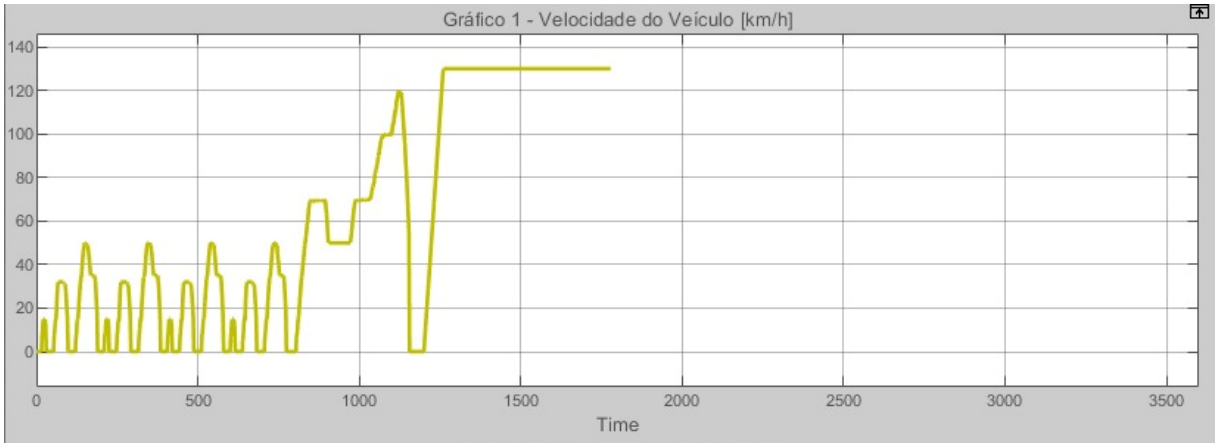


Figura 63. Resumo das características do Cenário 3.
Fonte: autora.

Os gráficos com os resultados da implementação do sistema térmico integrado do e-Stark no software MATLAB/Simulink são mostrados na Fig. (64).



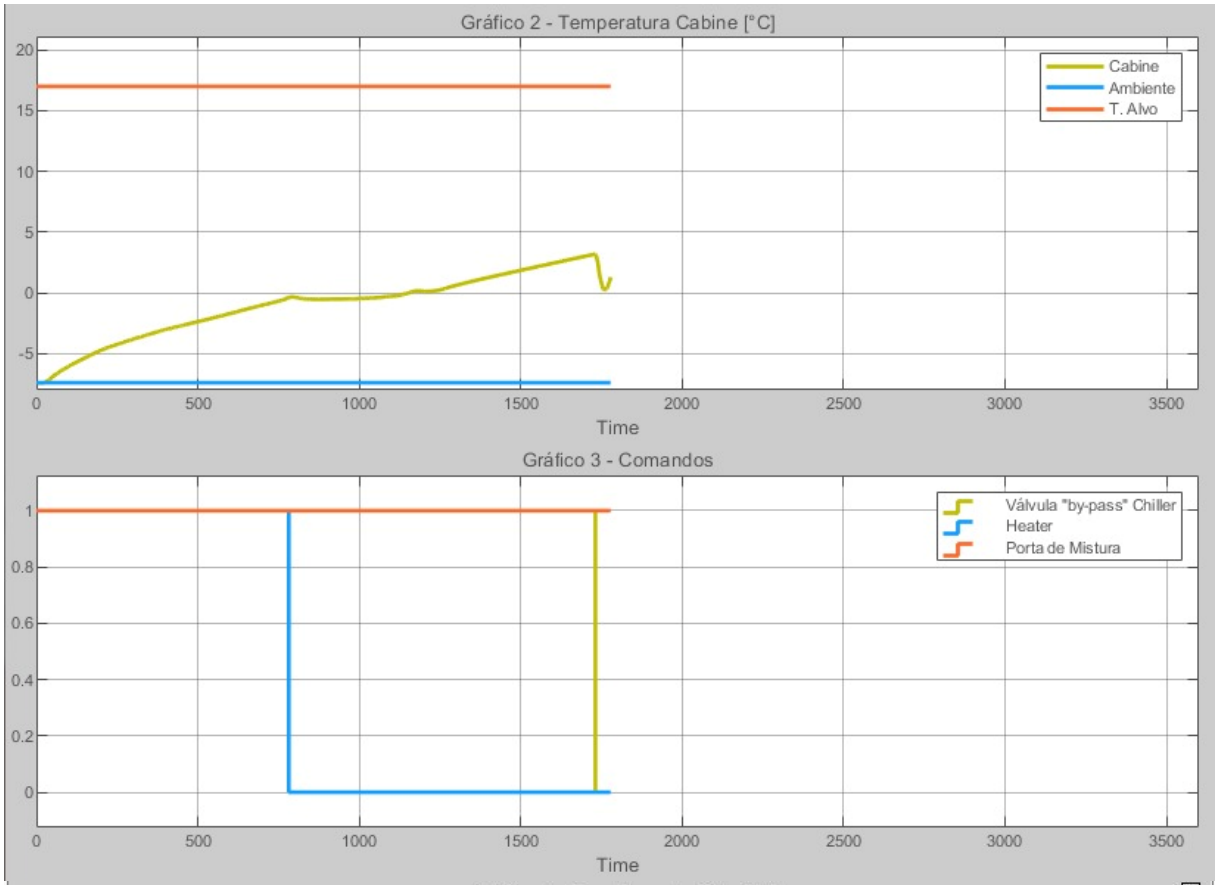


Gráfico 2 - Temperatura Cabine [°C]
Cabine
Ambiente
T. Alvo
Time

Gráfico 3 - Comandos
Válvula "by-pass" Chiller
Heater
Porta de Mistura
Time

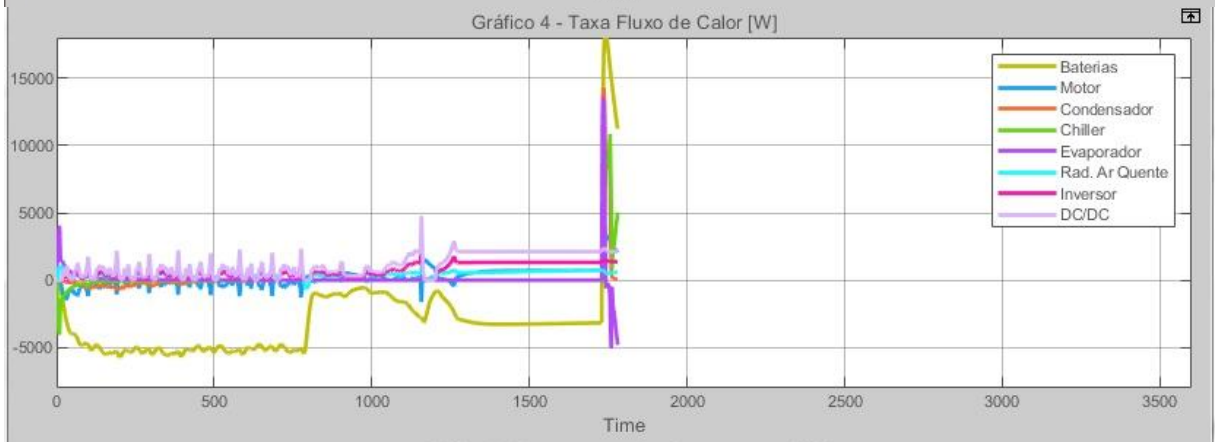


Gráfico 4 - Taxa Fluxo de Calor [W]
Baterias
Motor
Condensador
Chiller
Evaporador
Rad. Ar Quente
Inversor
DC/DC
Time

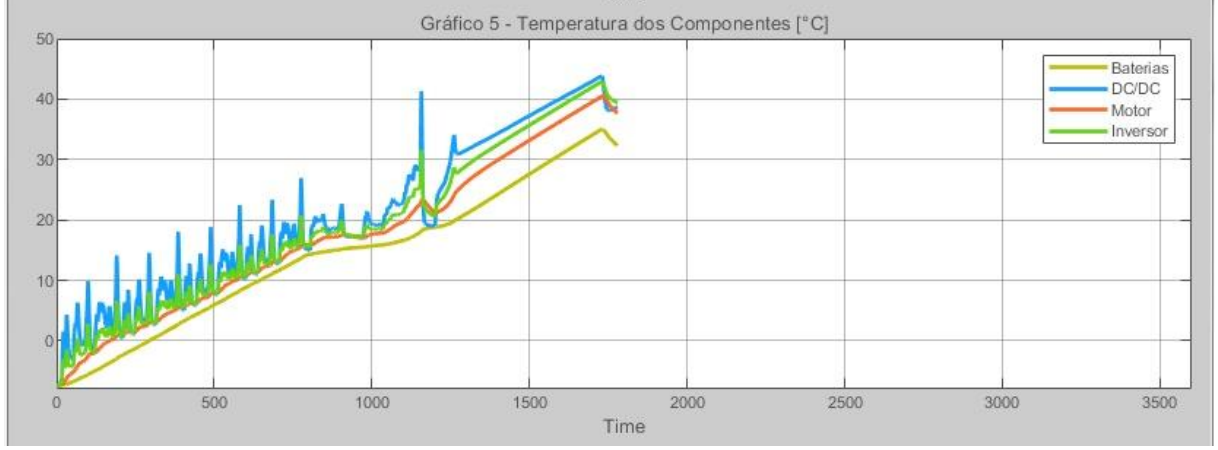


Gráfico 5 - Temperatura dos Componentes [°C]
Baterias
DC/DC
Motor
Inversor
Time

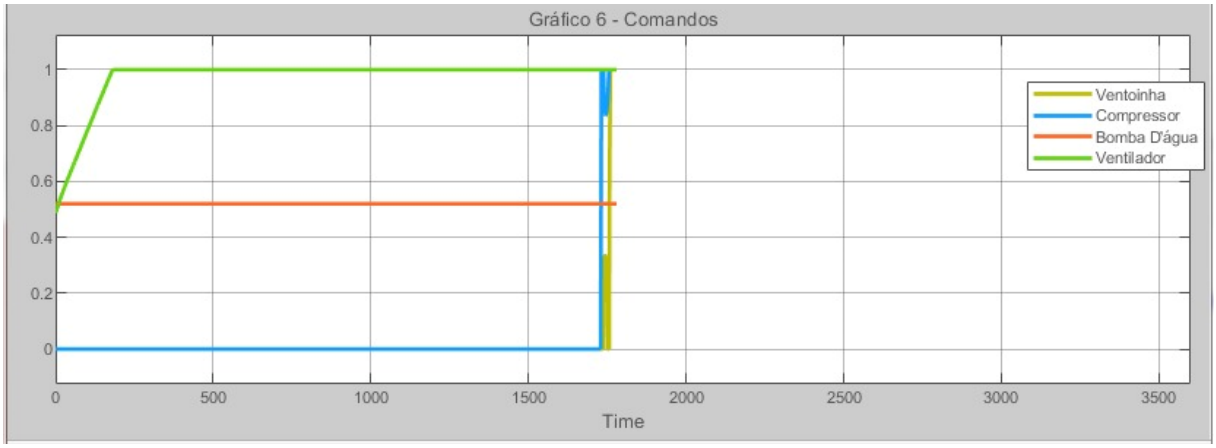


Figura 64. Resultados obtidos para o Cenário 3.
Fonte: autora.

A simulação é interrompida com 1775 segundos, e o software informa erro na pressão de saída do compressor, que alcança valor maior que o máximo permitido. A mensagem informada pode ser visualizada na Fig. (65).

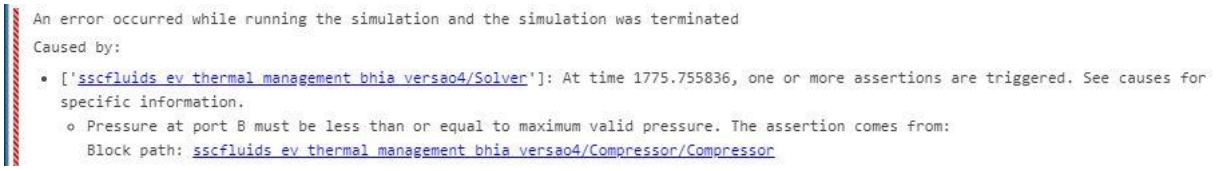


Figura 65. Mensagem de erro no segundo 1775 do Cenário 3.
Fonte: autora.

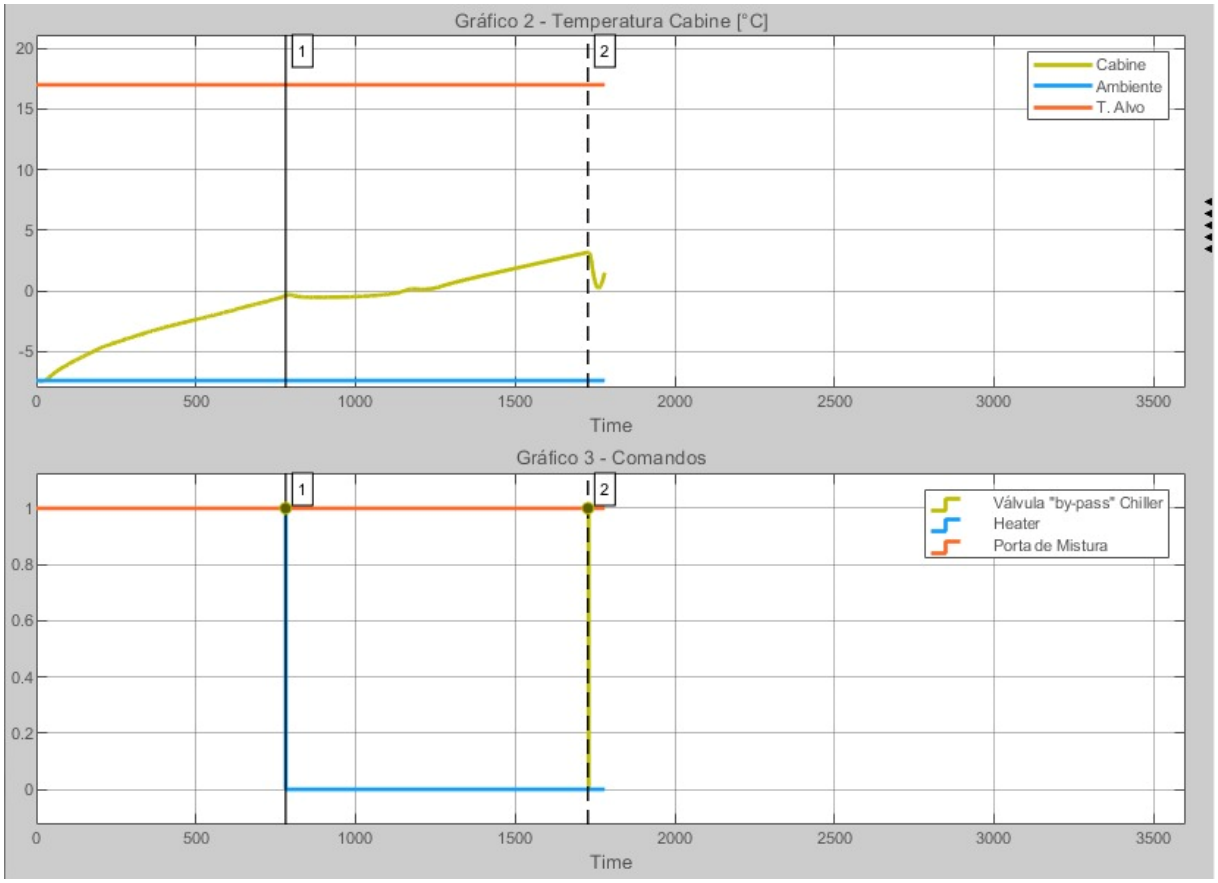
A interrupção da simulação pode ser entendida a partir da análise dos gráficos. O problema se inicia a partir da comutação da válvula *by-pass* do *chiller*, quando a baterias atingem a temperatura de 35 °C. Com isso, o compressor também é acionado. Entretanto, em razão da baixa temperatura ambiente, o refrigerante R134-a também se encontra em temperaturas muito baixas, causando grande impacto em seus processos termodinâmicos.

Ao sair do compressor, em alta temperatura e pressão, o gás refrigerante segue para o condensador, onde se transforma em líquido. Na válvula de expansão o líquido refrigerante é pulverizado, e sua pressão e temperatura decrescem. Associando a baixa temperatura do ambiente com a baixa temperatura do refrigerante após a expansão, a troca de calor realizada no *chiller* e no evaporador não são suficientes para evaporar o fluido, que retorna ainda líquido para a linha de sucção e provoca um golpe hidráulico no compressor.

Fluidos em estado líquido são menos compressíveis que gases, e exigem uma pressão muito superior para que tenham seu volume reduzido. É essa alta pressão que é sinalizada no erro da Fig. (65).

A taxa de fluxo de calor negativa do evaporador no Gráfico 4 (Figura 64) também corrobora para a contatação do golpe hidráulico no compressor, uma vez que isso indica que o refrigerante R-134a está cedendo energia térmica à cabine, e não o contrário como deveria acontecer para a evaporação do fluido. Dessa forma, o evaporador atua como um condensador.

Outra observação necessária é o comportamento da temperatura dentro da cabine, mostrado na Figura 66). A baixa temperatura inicial do sistema de arrefecimento colabora para um crescimento não muito acelerado da temperatura da cabine, que, com o *heater* atuando conjuntamente, alcança valor próximo a 0°C em 780 segundos. Quando o *heater* é desligado, a fonte de aquecimento do sistema é apenas o calor proveniente das baterias e do conjunto C-M-I. A taxa de crescimento da temperatura da cabine cai com o desligamento do *heater*, mas volta a crescer a medida que os componentes de potência também ganham temperatura. Apesar da simulação interrompida, o resultado obtido até então para a climatização da cabine é insatisfatório, alcançando a temperatura máxima próxima de 3,5 °C.



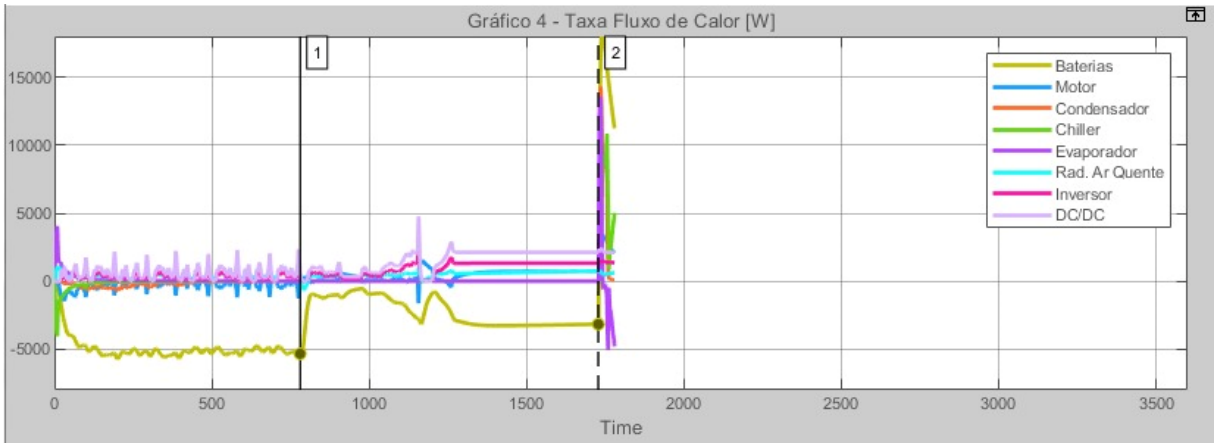


Figura 66. Gráficos 2, 3 e 4 nos segundos 780 (1) e 1728 (2).
Fonte: autora.

Para as condições do Cenário 3, o fluido de arrefecimento tem como função, de início, aquecer as baterias que se encontram em temperaturas abaixo da ideal de trabalho. O Gráfico 4 da Figura 66) descreve a taxa de fluxo de calor pelas baterias, que se mantém negativa até o acionamento da válvula *by-pass* do *chiller* (linha vertical contínua de índice “1”). Nos Cenários 1 e 2, ocorrem demandas de resfriamento e uma taxa de fluxo de calor positiva, ou seja, a convenção positiva do sinal no gráfico está para o fluxo de calor cedido das baterias e recebido pelo fluido de arrefecimento. Como no Cenário 3, inicialmente, o meio mais quente é o fluido de arrefecimento, o calor transita em direção às baterias (convenção negativa do sinal), as quais recebem essa energia e a utilizam para aumentar sua temperatura.

6.4. PROPOSTA ALTERNATIVA

Um novo conceito de sistema térmico integrado é proposto a fim de amenizar os problemas encontrados no sistema térmico do e-Stark, mostrado na Fig. (67). Para isso, foi aderida a disposição em paralelo do *chiller* e do evaporador, com uma válvula de expansão termostática para cada, e inserido um radiador de arrefecimento. A válvula *by-pass* do *chiller* foi substituída por uma válvula de 4/3 vias.

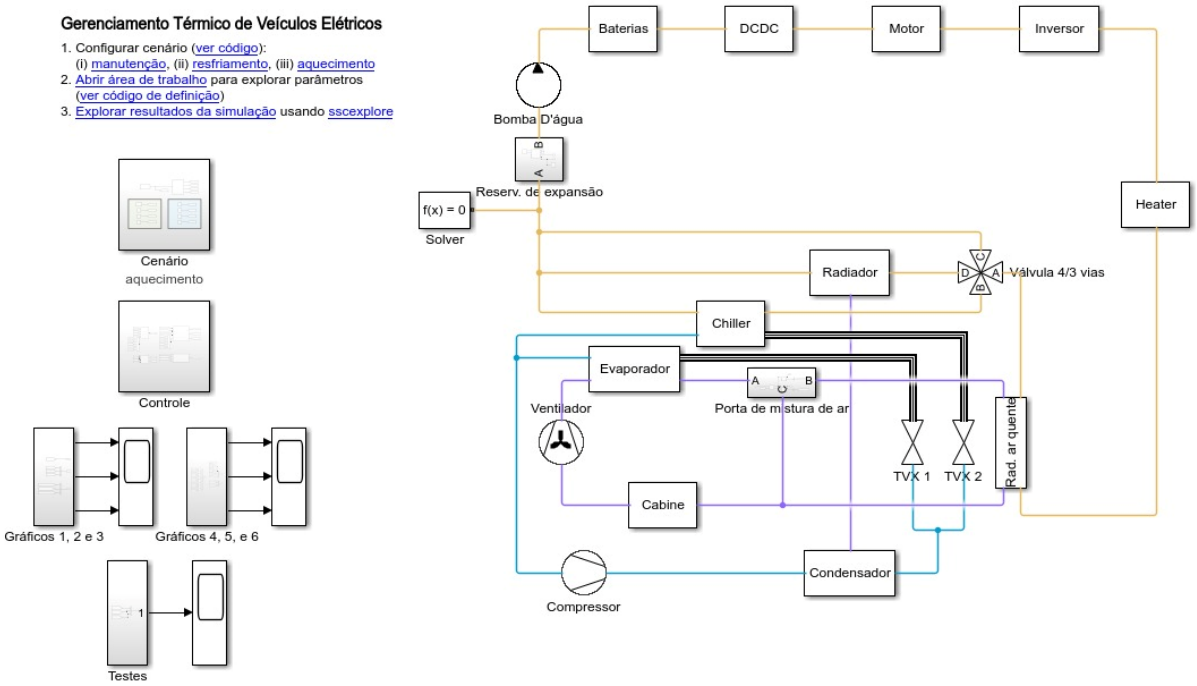


Figura 67. Proposta alternativa ao sistema térmico integrado do e-Stark.
Fonte: autora.

A partir dessa configuração, tenta-se distribuir melhor a forma como o refrigerante R-134a troca calor com o *chiller* e o evaporador. Como ambos estariam recebendo o refrigerante diretamente de suas respectivas válvulas de expansão, é esperado que o desempenho do evaporador não seja prejudicado por receber um fluido refrigerante em temperaturas inadequadas para resfriar o ar da cabine como solicitado, como visto no Cenário 2 (Seção 6.2).

Outra tentativa de solução buscada é a substituição do uso do R-134a para o resfriamento do sistema em dias frios. Como a baixa temperatura compromete os processos termodinâmicos de compressão de vapor do R-134a, o radiador entra como uma alternativa que utiliza apenas o ar ambiente para resfriar o líquido de arrefecimento.

6.4.1. Ajuste dos subsistemas

Com a adoção de duas válvulas de expansão termostática, cada bulbo foi alojado na saída de seu respectivo componente – um na saída do *chiller* e outro na saída do evaporador -, assim como ocorre no exemplo original do Simulink (Fig. 33). Foi mantido o bloco Simscape Bus, a fim de sintetizar as linhas que interligam esses componentes, como pode ser visto na Fig. (34).

Para a implementação do radiador de arrefecimento, a linha de ar úmido que liga o condensador e o radiador é reestabelecida, da mesma forma que ocorre no exemplo do software. Com isso, o radiador é incluso dentro do circuito do ar úmido ambiente e compartilha a eletroventoinha com o condensador. A Fig. (25) ilustra como esses dois subsistemas são representados na nova proposta do sistema térmico integrado. Como o e-Stark não possui um radiador de arrefecimento, os parâmetros para a caracterização foram mantidos como o do exemplo, e podem ser vistos no Anexo IV.

A válvula utilizada no exemplo com configuração 4/2 vias é reinserida no modelo, porém atuando como 4/3 vias (Fig. 68). Dessa forma, ela é capaz de direcionar o fluxo de fluido de arrefecimento por três caminhos diferentes: passando por um *by-pass* diretamente para bomba d'água (porta "T"), para o radiador de arrefecimento (porta "B") ou para o *chiller* (porta "A").

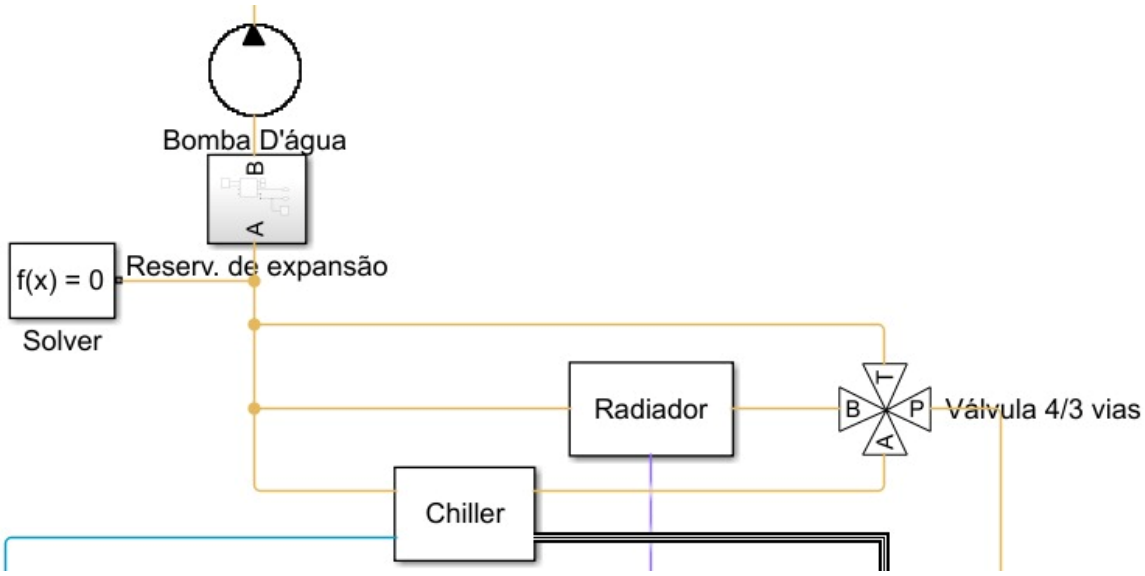


Figura 68. Representação da válvula 4/3 vias e sua entrada e saídas.
Fonte: autora.

6.4.2. Sistemas de controle

Primeiramente, é necessário configurar a válvula para atuar como uma válvula de 4/3 vias. Isso foi feito no próprio bloco de parâmetros da válvula de 4 vias, mostrado na Fig. (69). É possível associar um sinal de comando positivo, negativo ou neutro às vias da válvula que serão liberadas. Como, para esta proposta, há apenas uma entrada, todas as três vias possíveis partem de “P”, que representa esta entrada.

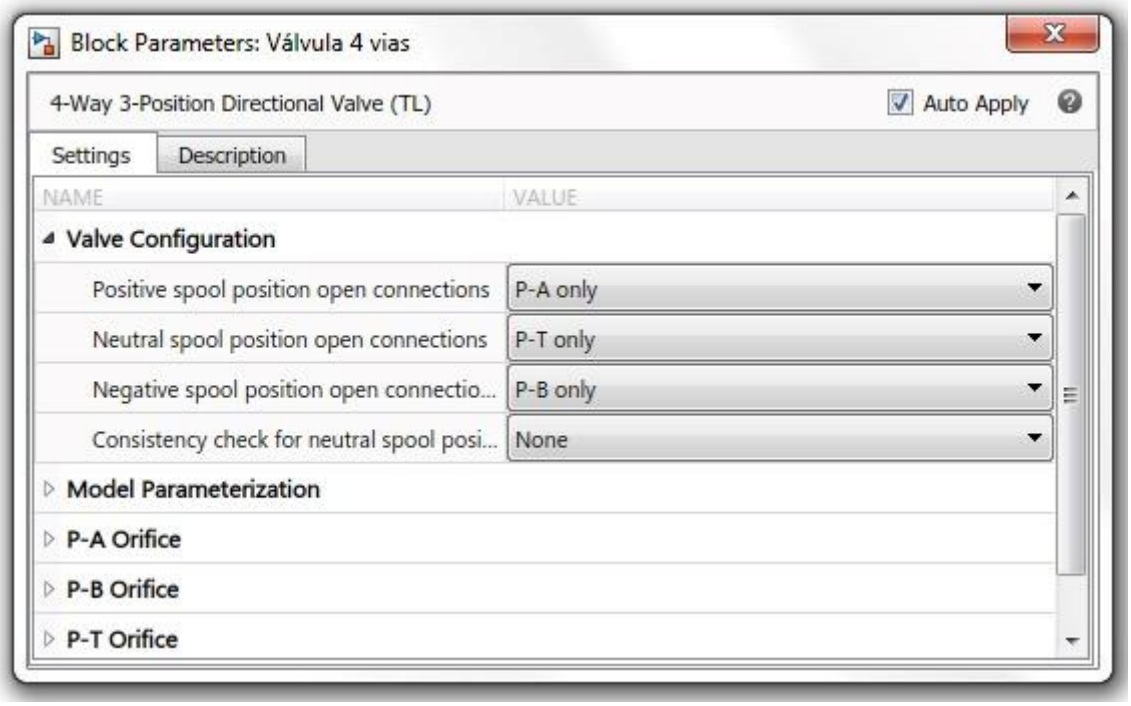


Figura 69. Bloco de parâmetros da válvula de 4 vias.
Fonte: autora.

As vias de saída e seus comandos foram definidos da seguinte forma:

- Comando positivo (>0): a via liberada segue de “P” para “A”, indo em direção ao *chiller*.
- Comando neutro (=0): a via liberada segue de “P” para “T”, indo em direção ao *by-pass* para a bomba d’água.
- Comando negativo (<0): a via liberada segue de “P” para “B”, para o radiador de arrefecimento.

A Fig. (70) ilustra as portas “P”, “T”, “B” e “A” na válvula de 4/3 vias.

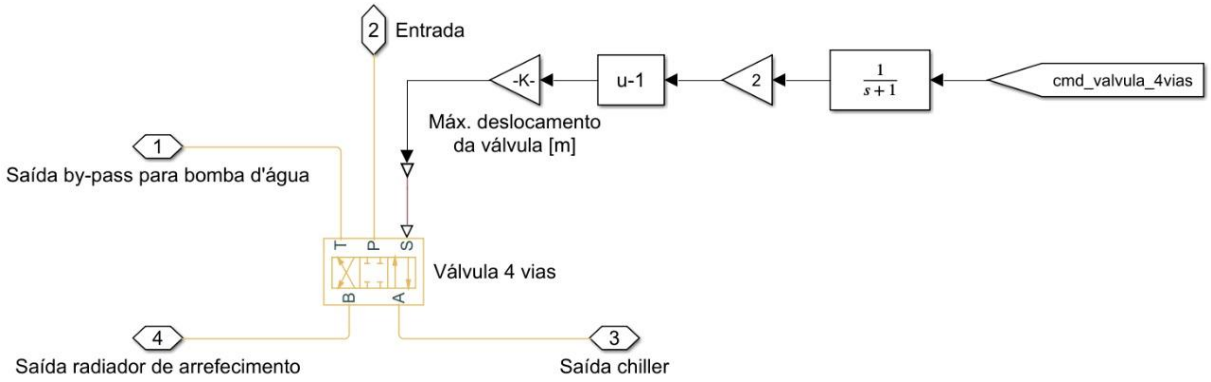


Figura 70. Subsistema da válvula 4/3 vias.
Fonte: autora.

A estratégia de controle da válvula de 4/3 vias é mostrada na Fig. (71). Primeiramente, o conceito do sistema térmico integrado do e-Stark foi testado a fim de identificar a temperatura limite em que a compressão de vapor do R-134a não apresenta problemas, sendo encontrada a temperatura de 9°C.

Quando é identificado uma temperatura ambiente superior a 8 °C, o Switch 1 porta o sinal “0” e comando a válvula 4/3 vias fica em função do relé das baterias, que varia entre “0” e “1”. Esse relé é acionado a partir do critério de arrefecimento das baterias de 35 °C, e desliga quando estas atingem 30 °C. Caso a temperatura das baterias esteja abaixo de 35 °C, é enviado o sinal “0”, que direciona o fluxo de arrefecimento para o *by-pass.* Para temperaturas superiores a 35 °C, é enviado o sinal “1” e aberta a passagem em direção ao *chiller*.

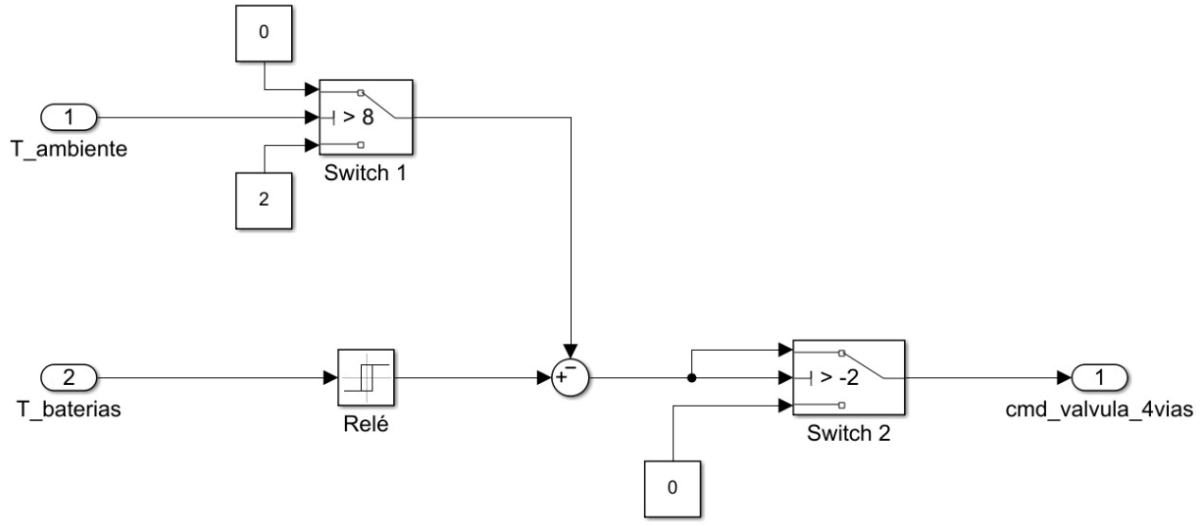


Figura 71. Controle da válvula 4/3 vias.
Fonte: autora.

Para uma temperatura ambiente igual ou abaixo de 8 °C, o Switch 1 manda o sinal “2”. Caso as baterias estejam acima de 35 °C, um sinal de “-1” chega ao Switch

2, o qual é repassado como comando e libera a via de fluxo para o radiador de arrefecimento. Já quando as baterias estão abaixo de 30 °C, o sinal (“-2”) chega ao Switch 2. Quando isso ocorre, o Switch 2 comuta e envia o comando “0’” para a válvula, que libera a via para o *by-pass.*

O controle da eletroventoinha também sofreu modificações. Com a utilização do radiador de arrefecimento, cuja atuação é dependente a temperatura das baterias, foi adicionado um controle que relaciona o funcionamento da eletroventoinha ao estado das baterias. Entretanto, esse controle só entra em vigor para a condição de uso do radiador de arrefecimento (destaque em azul na Fig. 72). Em outras situações em que a eletroventoinha opera, como ar condicionado e uso do *chiller*, não houve alterações no controle.

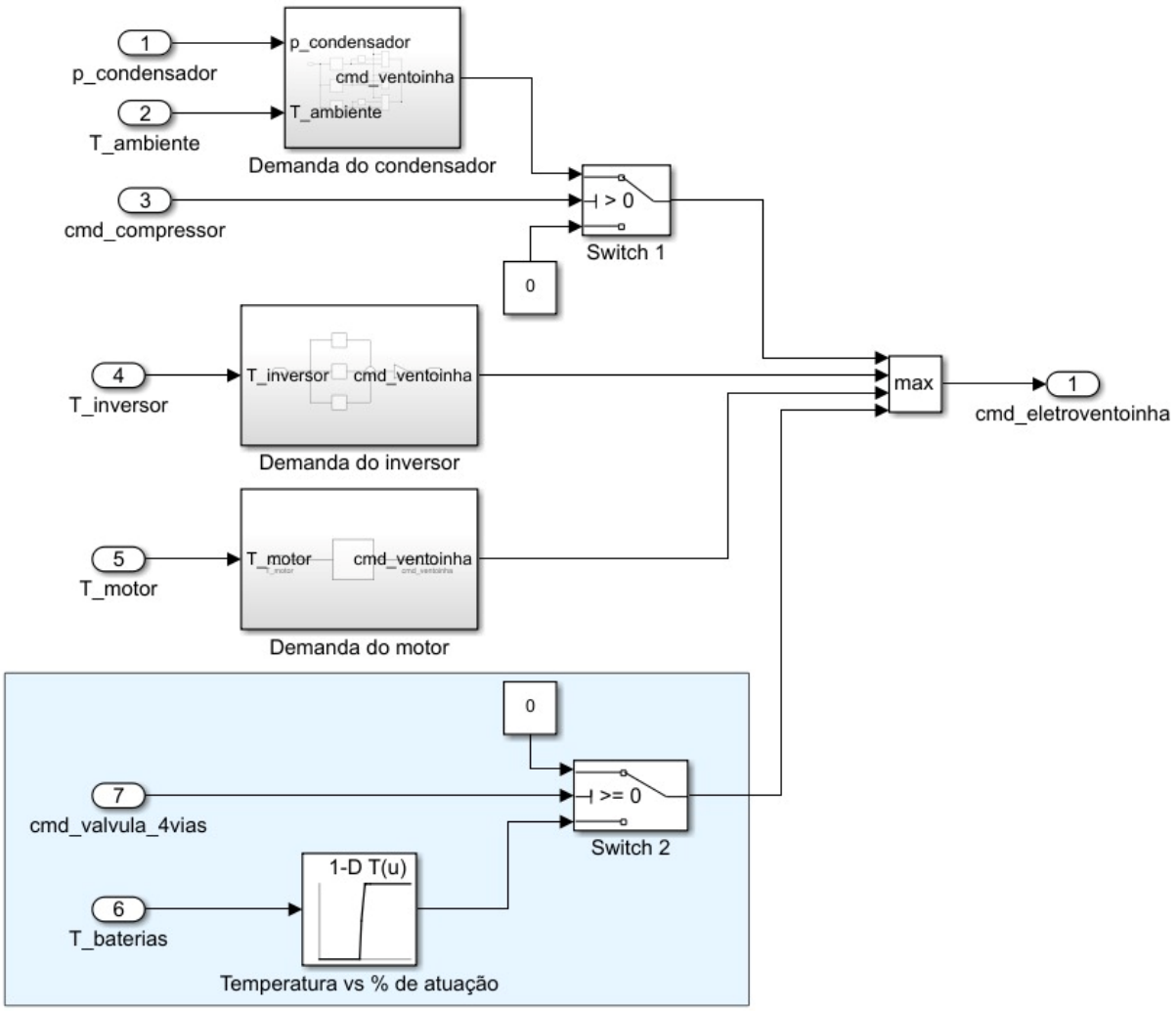


Figura 72. Controle da eletroventoinha no sistema térmico alternativo.
Fonte: autora.

O bloco Switch 2 na Fig. (72) faz com que o sinal enviado para a saída do comando da eletroventoinha só seja diferente de “0” se o comando da válvula 4/3

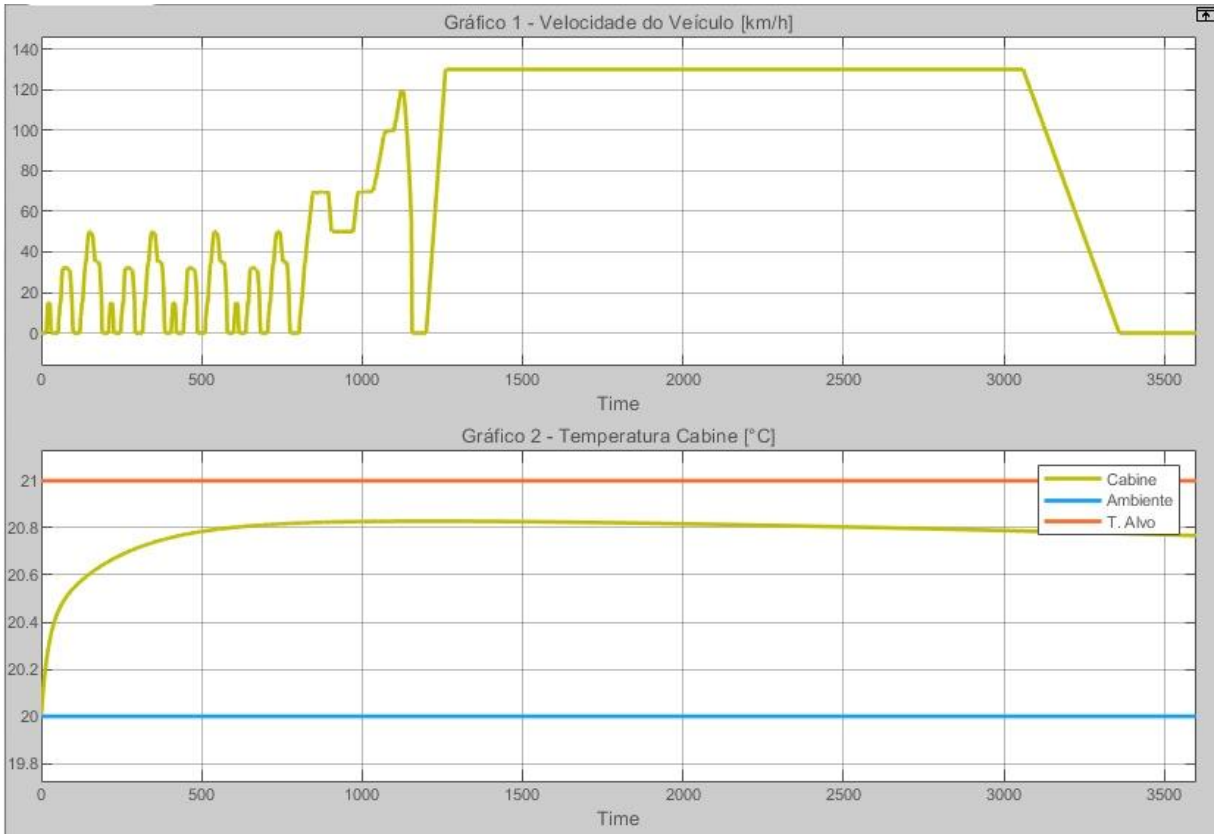
vias seja (“-1), se referindo ao uso do radiador de arrefecimento. Com essa condição aceita, o gráfico “Temperatura vs % de atuação” indica o funcionamento da eletroventoinha em função da temperatura das baterias. A ventoinha é acionada quando as baterias registram 35 °C, operando com 50%. A partir disso, o funcionamento da eletroventoinha aumenta linearmente, até operar em 100% quando as baterias atingem 40 °C.

6.4.3. Resultados e discussão

Nesta seção, serão apresentados os resultados para os Cenários 1, 2 e 3 da solução alternativa de sistema térmico proposto.

6.4.3.1. Cenário 1 – Manutenção

O resumo das características do Cenário 1 podem ser revisitadas na Fig. (56).



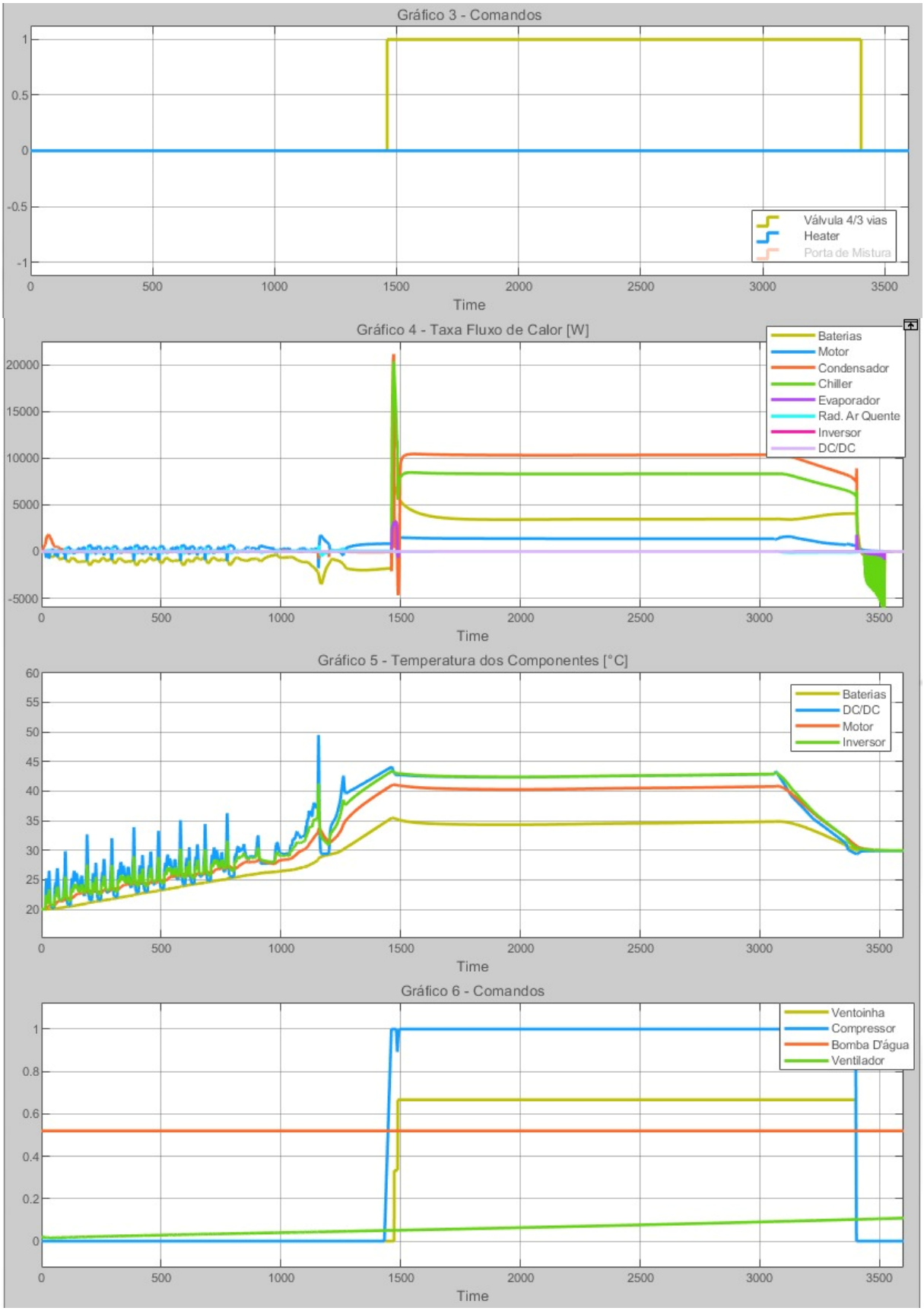


Figura 73. Resultados obtidos da proposta alternativa para o Cenário 1.
Fonte: autora.

A proposta alternativa mostra resultados satisfatórios para o Cenário 1. A temperatura da cabine se comporta como o esperado, mantendo-se próxima a 20,8 °C, assim como ocorre no sistema térmico do e-Stark para o mesmo cenário.

Analisando o Gráfico 3 da Fig. (73), nota-se que o ciclo de condução se inicia com o fluido de arrefecimento circulando pelo *by-pass*. A válvula 4/3 vias é acionada em 1460 segundos com sinal “1”, indicando a abertura da passagem do fluido para o *chiller*.

Quanto à temperatura dos componentes (Gráfico 5 da Fig. 73), o conceito alternativo apresenta melhores resultados do que os obtidos no sistema térmico do e-Stark. Quando a fonte de resfriamento - que nestas circunstâncias é o *chiller* – entra em atuação, ela é capaz de manter a temperatura dos componentes praticamente a mesma até o momento da desaceleração, quando a temperatura começa a cair. As baterias se mantêm a 35 °C durante a maior parte do percurso da autopista, e a maior temperatura registrada é a do inversor, próximo a 43,5 °C. Isso corresponde a uma redução de aproximadamente 14% e 11% nas temperaturas máximas atingidas nas baterias e inversor em relação ao Cenário 1 do sistema térmico do e-Stark, respectivamente.

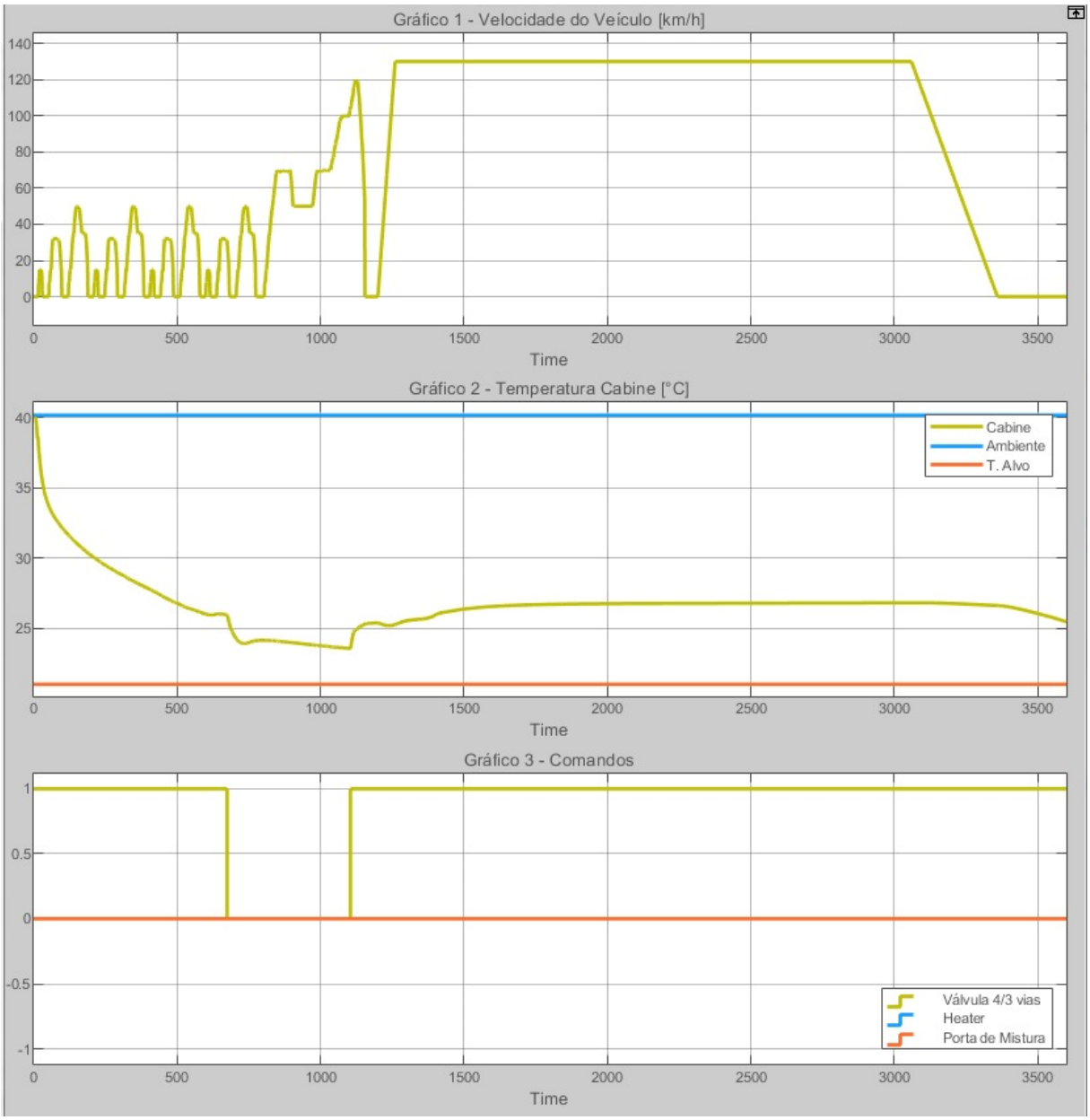
No segundo 3403, a temperatura das baterias atinge o valor de 30 °C e a válvula 4/3 vias comuta para a sua posição neutra, interrompendo o arrefecimento forçado do sistema e levando o fluido de arrefecimento diretamente para a bomba d’água pelo *by-pass*.

No Gráfico 4 é possível ver claramente a influência da atuação do *chiller* quanto a taxa de fluxo de calor, que se torna consideravelmente maior e positiva quando há o resfriamento do fluido de arrefecimento. Tal comportamento também é percebido para o sistema térmico do e-Stark.

Entretanto, ao final do ciclo é notada uma prática inesperada para a taxa de fluxo de calor dos componentes no sistema alternativo. Com o desligamento do compressor e comutação da válvula 4/3 vias no segundo 3403, ocorre uma súbita queda da taxa de fluxo de calor dos componentes. Logo após isso, a taxa de fluxo de calor do chiller toma uma forma diferente da percebida em outras análises, causando dúvidas na interpretação dessa informação.

6.4.3.2. Cenário 2 – Resfriamento

O resumo das informações acerca do Cenário 2 estão contidas na (Fig. 59).



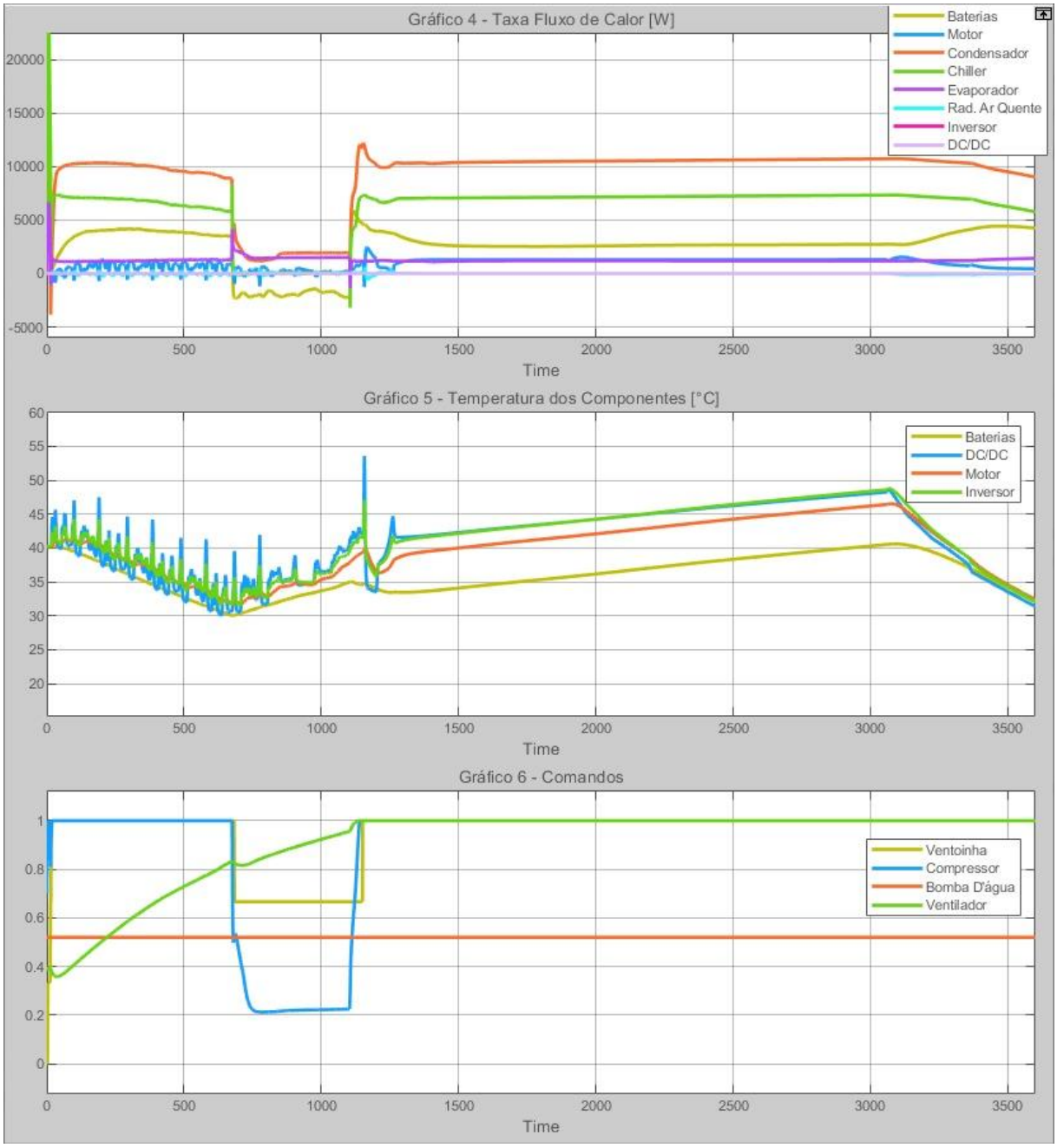


Figura 74. Resultados obtidos da proposta alternativa para o Cenário 2.
Fonte: autora.

O Cenário 2 deixa mais evidente as diferenças causadas pela implementação do conceito de *chiller* e evaporador em paralelo. Logo no Gráfico 2 (Fig. 54) é notória a melhora no desempenho do evaporador, que leva a cabine a temperaturas consideravelmente menores do que as vistas no Gráfico 2 da Figura 60), referente a esse mesmo cenário para o sistema integrado primeiramente desenvolvido para o e-Stark.

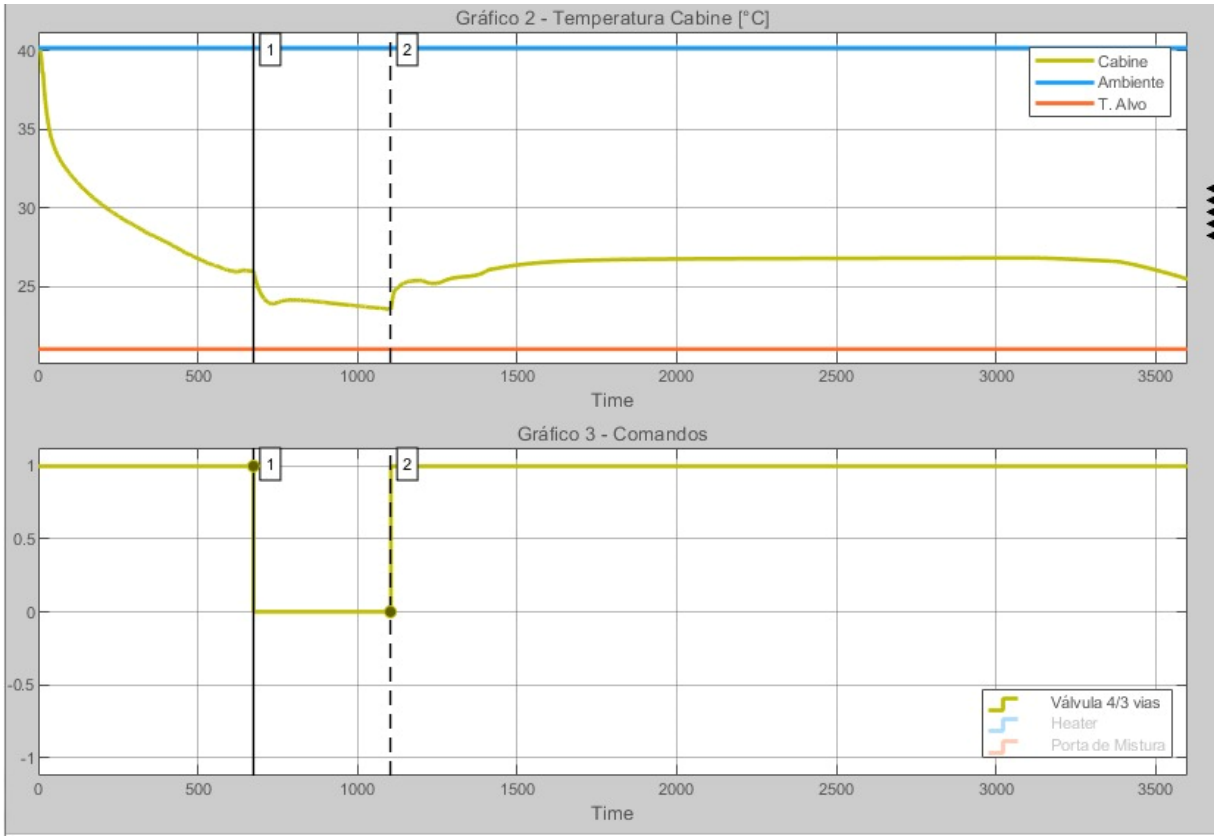


Figura 75. Gráficos 2 e 3 nos segundos 674 (1) e 1103 (2).
Fonte: autora.

Evidenciados na Fig. (75), durante os segundos 674 (linha contínua vertical com índice “1”) e 1103 (linha tracejada vertical com índice “2”), em que atuação do *chiller* é encerrada pela comutação da válvula 4/3 vias para o *by-pass*, é percebido um degrau decrescente na temperatura da cabine, que atinge seu valor mínimo de 23,5 °C. Esse valor representa aproximadamente 10 °C a menos do mínimo registrado no Cenário 2 do sistema térmico do e-Stark, correspondendo a uma diferença de 28%. Esse degrau também indica o impacto da presença atuante do *chiller* na refrigeração da cabine. Apesar da melhora evidente com a implementação da disposição paralela entre chiller e evaporador, a necessidade de dividir o fluxo de refrigerante ainda causa impacto no desempenho do evaporador. Quando acionado, o chiller atua como um limitador na capacidade de refrigeração do evaporador, ao reduzir a quantidade de refrigerante disponível. Não foi atingida a temperatura alvo de 21 °C na cabine.

O resfriamento do líquido de arrefecimento pelo *chiller* na porção urbana do ciclo de condução é capaz de diminuir a temperatura dos componentes a ponto de ser solicitado o desvio do fluido pelo *by-pass* no segundo 674. A partir desse ponto a

temperatura volta a crescer, até que a baterias atingem 35 °C novamente no segundo 1103 e o fluido de arrefecimento volta a transitar pelo *chiller*. A temperatura dos componentes não se estabiliza como ocorre no Cenário 1 deste conceito de sistema térmico, mas ainda sim apresenta bons resultados. A máxima temperatura registrada pelas baterias está próxima a 40,5 °C, e para o inversor foi atingida a máxima de 48,5 °C, as quais são temperaturas saudáveis para todos os componentes. Comparado ao mesmo cenário para o sistema térmico do e-Stark, há uma melhora quanto ao arrefecimento dos componentes, diminuindo a temperatura máxima registrada nas baterias e inversor em 16% e 12%, respectivamente.

É possível entender a melhora nos resultados do arrefecimento no sistema térmico alternativo em razão da disposição paralela entre *chiller* e evaporador. No sistema térmico do e-Stark, a válvula de expansão termostática tem sua abertura regulada de acordo coma carga térmica do *chiller* e do evaporador. Com isso, o refrigerante não é totalmente evaporado durante sua passagem pelo *chiller*, posto que esse processo de evaporação deve ser continuado no evaporador. Uma vez que o refrigerante não evapora no *chiller*, a troca de calor ocorre apenas aumentando sua temperatura (calor sensível). No processo de evaporação do refrigerante, sua capacidade de absorção de calor é muito maior (calor latente), e, no conceito em paralelo, a válvula termostática libera a quantidade de refrigerante adequada para que todo o conteúdo seja evaporado.

A interrupção da passagem do fluido de arrefecimento pelo *chiller* também fica marcada ao verificar o gráfico de taxa de fluxo de calor na Fig. (76). A taxa de fluxo de calor pelas baterias, antes positiva, torna-se negativa do segundo 674 ao 1103, indicando uma mudança no sentido da transferência de calor entre os meios. Para o evaporador, é percebido um aumento da taxa de fluxo de calor, que acompanha a melhora de seu desempenho durante o tempo em questão. No chiller, como não há fluxo de fluido de arrefecimento em seu interior, é registrada uma taxa de transferência de calor praticamente nula durante os segundos 674 e 1103.

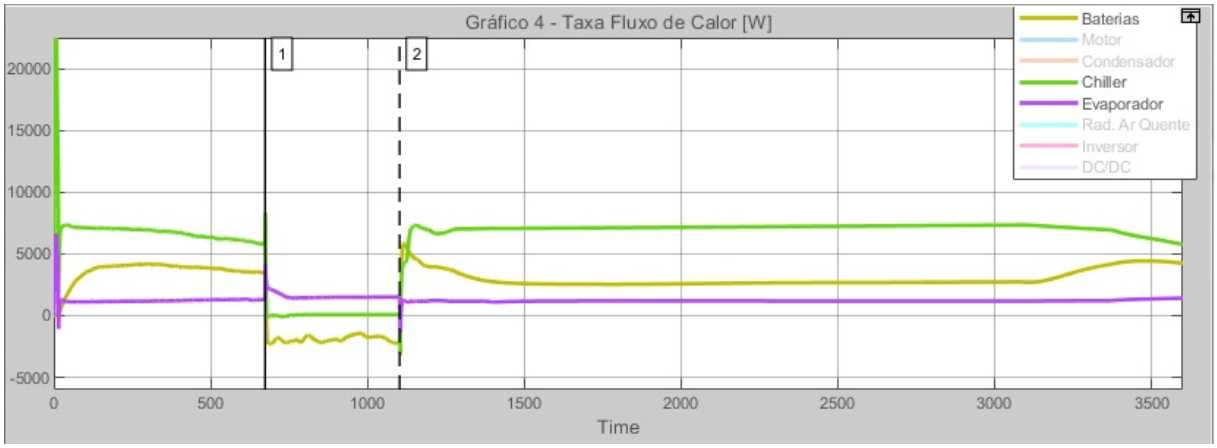
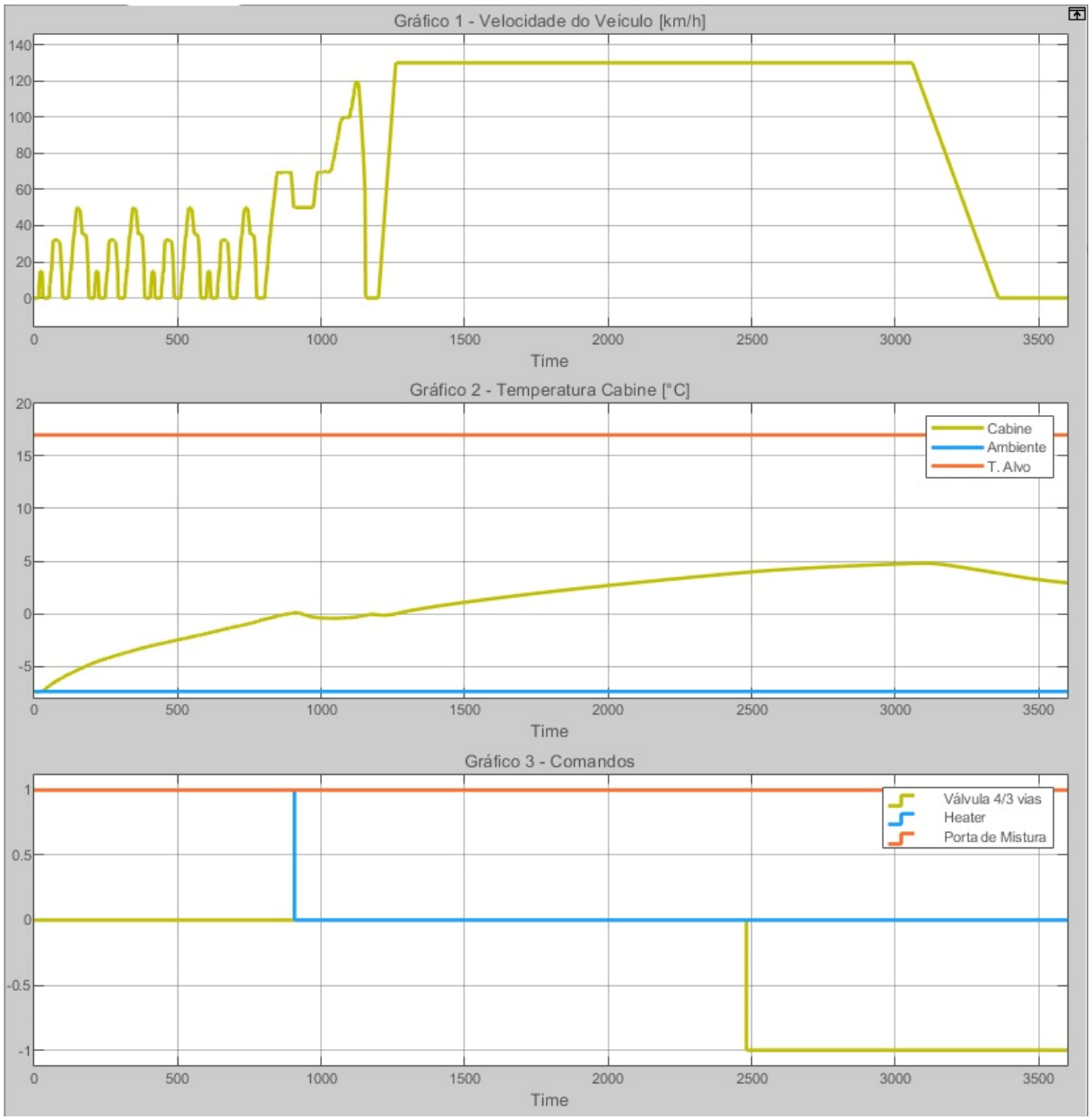


Figura 76. Gráfico 4 nos segundos 674 (1) e 1103 (2).
Fonte: autora.

A frenagem regenerativa, como já descrita nas análises dos cenários do sistema térmico do e-Stark, também se faz presente para esse conceito. Sua influência pode ser notada ao final do Gráfico 4 (Fig. 76), com o aumento da taxa de fluxo de calor nas baterias durante o processo de desaceleração do veículo.

6.4.3.3. Cenário 3 – Aquecimento

O resumo das características do Cenário 1 podem ser revisitadas na Fig. (63).



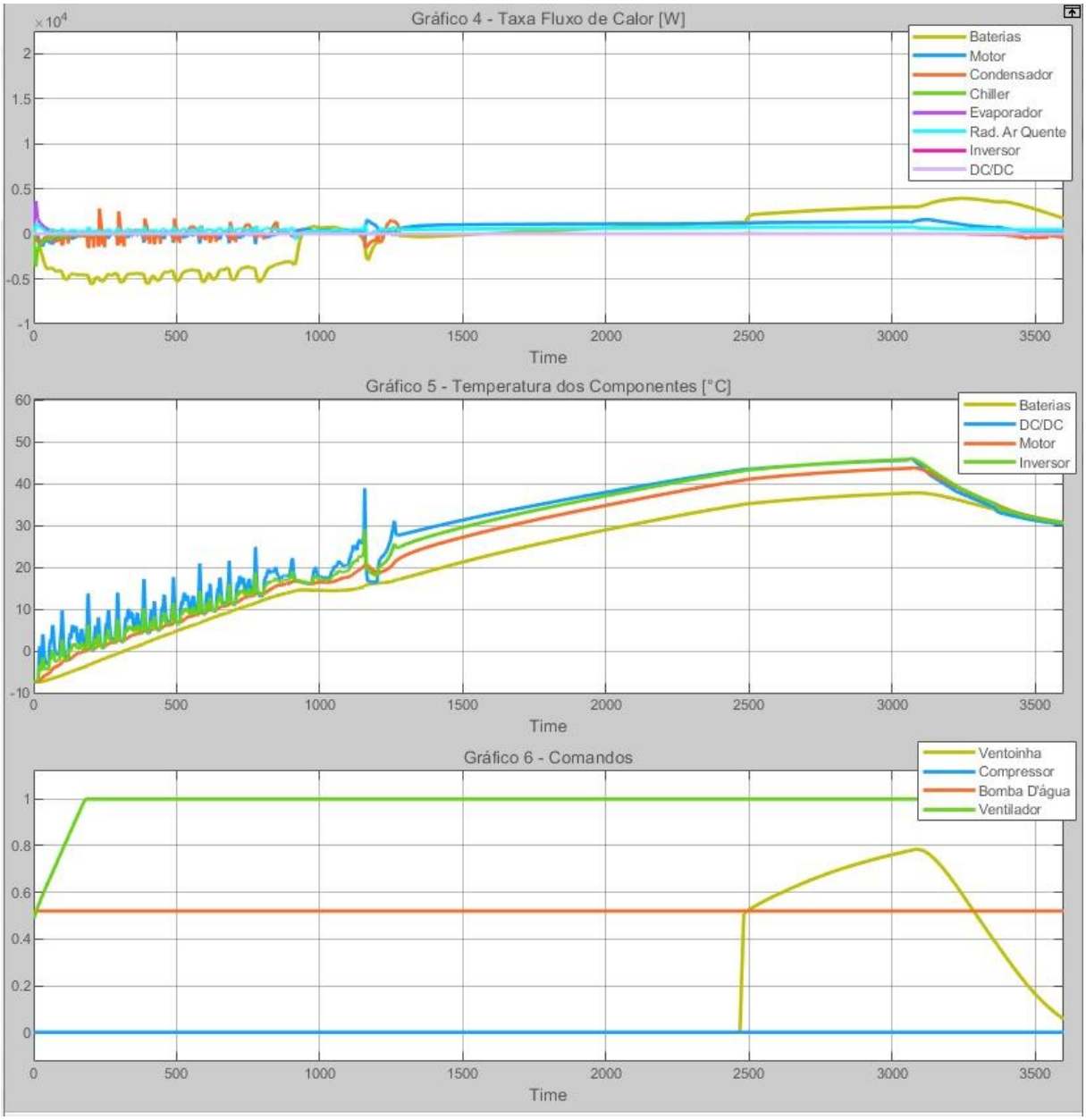


Figura 77. Resultados obtidos da proposta alternativa para o Cenário 3.
Fonte: autora.

Assim como para o sistema térmico do e-Stark, no sistema térmico alternativo o aquecimento da cabine para o Cenário 3 se mostra insuficiente. A temperatura máxima alcançada é de 4,8 °C em 3100 segundos no Gráfico 2.

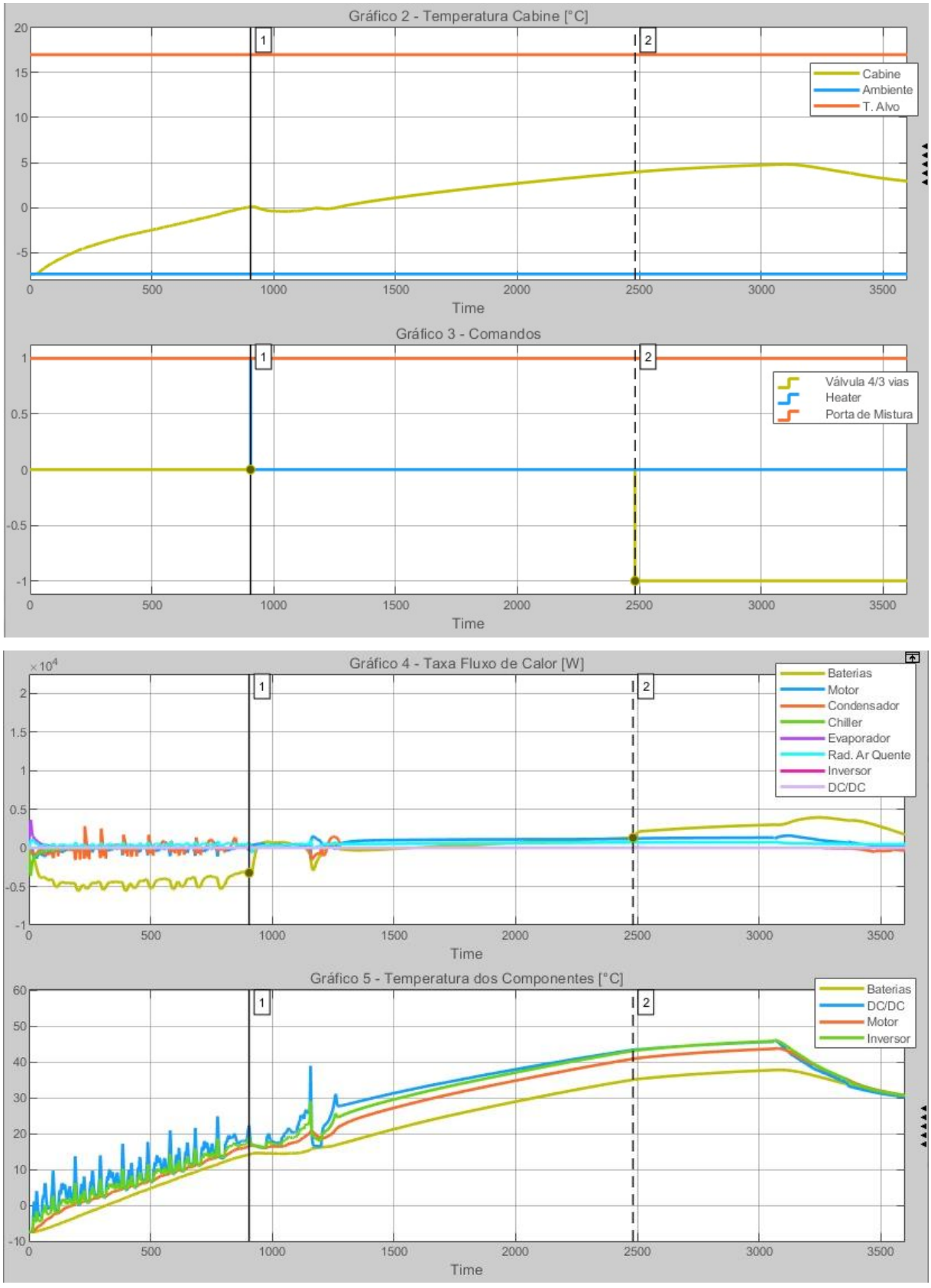


Figura 78. Gráficos 2, 3, 4 e 5 nos segundos 905 (1) e 3100 (2).
Fonte: autora.

Na Figura (78), nota-se que, quando o *heater* é desligado no segundo 905 (linha vertical contínua de índice “1”), a velocidade do aumento da temperatura da cabine diminui, mostrando que a energia térmica fornecida pelo *heater,* apesar de destinada ao aquecimento das baterias, também é aproveitada para aquecer a cabine. Essa diferença na velocidade de aquecimento também é percebida no Gráfico 5. Logo que o *heater* é desligado, há uma diminuição da taxa de aumento de temperatura dos componentes, mas que volta a crescer à medida em que o veículo transita pela autopista.

Ao final do percurso, no processo de desaceleração, a temperatura da cabine volta a cair. Isso pode ser justificado pelo fato do aquecimento da cabine ser dependente do calor rejeitado pelos componentes de potência, que, ao serem menos solicitados, rejeitam menos calor e prejudicam a função de aquecimento da cabine do veículo.

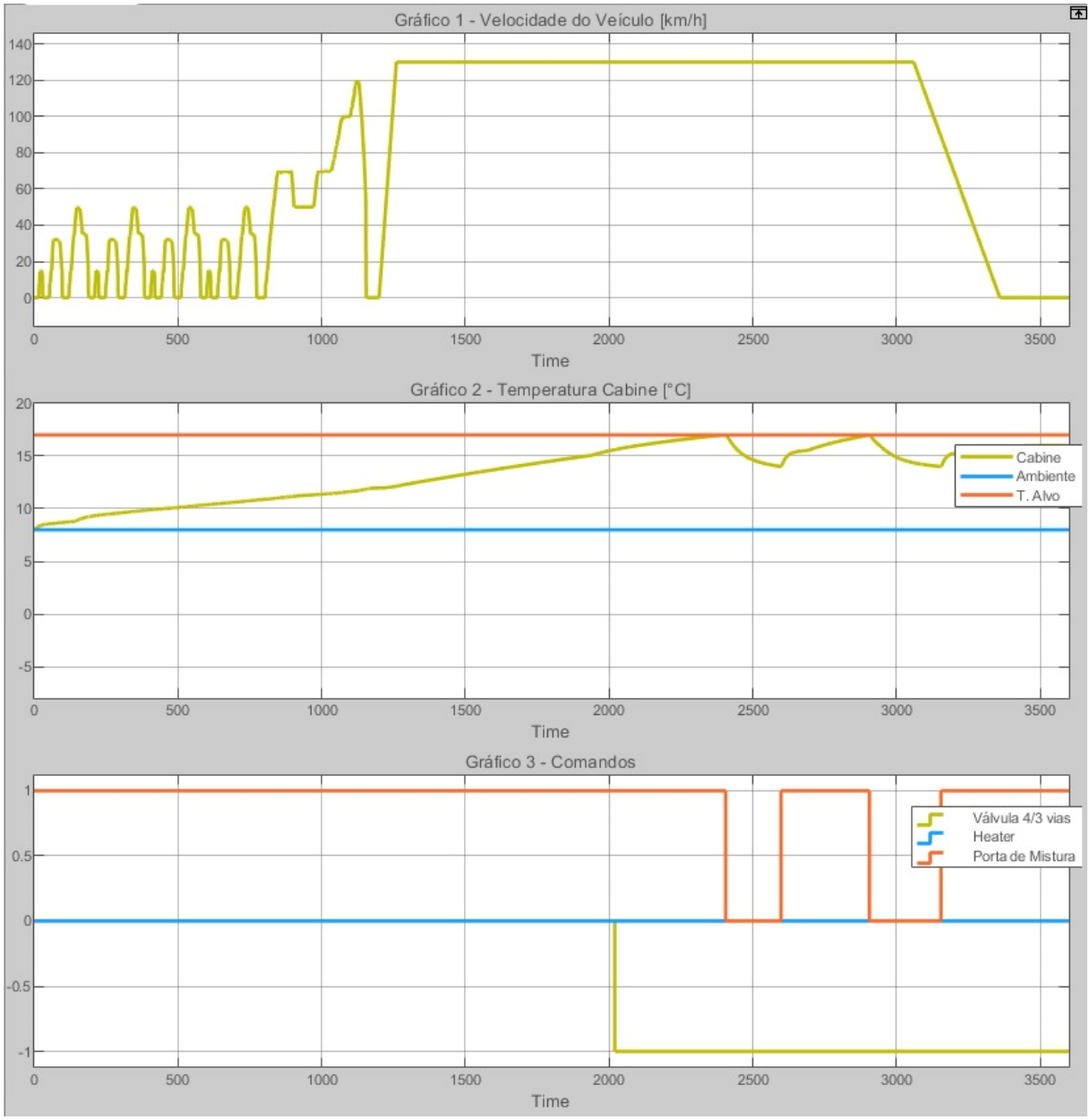
A ação do *heater* também é vista no Gráfico 4 da Fig. (78). Até os primeiros 905 segundos, a taxa de transferência de calor nas baterias é expressiva e possui sinal negativo, ou seja, a energia térmica em trânsito flui do líquido de arrefecimento em direção às baterias, aquecendo-as. Entre os segundos 905 e 2482 (linha vertical tracejada de índice “2”), a taxa de fluxo de calor diminui. Isso se dá pelo fato de não haver nenhuma fonte de aquecimento ou resfriamento atuando no fluido de arrefecimento que cause um gradiente de temperatura significativo entre os meios.

No Gráfico 3 da Fig. (78), com 2482 segundos, a válvula de 4/3 vias comuta da posição “0”, que se refere ao *by-pass*, para a posição “-1”. Esta posição guia o fluido de arrefecimento para a passagem pelo radiador de arrefecimento. Neste mesmo tempo, ocorre o acionamento da eletroventoinha no Gráfico 6 da Fig. (77). Com a circulação do fluido de arrefecimento pelo radiador, é possível notar um sutil desvio na trajetória das linhas do Gráfico 5, cuja inclinação se mostra levemente mais tênue em decorrência do resfriamento do fluido de arrefecimento no radiador. Pelo mesmo motivo, no Gráfico 4 a partir do segundo 2482, a taxa de fluxo de calor nas baterias volta a crescer de forma positiva, o que indica que o calor está sendo transferido das baterias para o fluido arrefecimento. A influência da frenagem regenerativa na taxa de fluxo de calor das baterias também é observada ao final do Gráfico 4, como nos cenários anteriores.

Como não há demanda de resfriamento utilizando o *chiller,* o compressor permanece desligado por todo o trajeto, não havendo inconvenientes quanto a compressão de vapor do R-134a.

A atuação do radiador não foi capaz de causar uma diminuição ou estabilização da temperatura dos componentes como ocorre com o uso do *chiller*. Entretanto, como sua ação se limita a cenários temperatura ambiente mais baixas, é suficiente para manter os componentes dentro de suas faixas de temperatura de operação durante o percurso.

Uma simulação extra foi realizada para verificar o desempenho do sistema térmico alternativo para a temperatura máxima em que o radiador atua, que seria 8 °C. Os resultados são apresentados na Fig. (79).



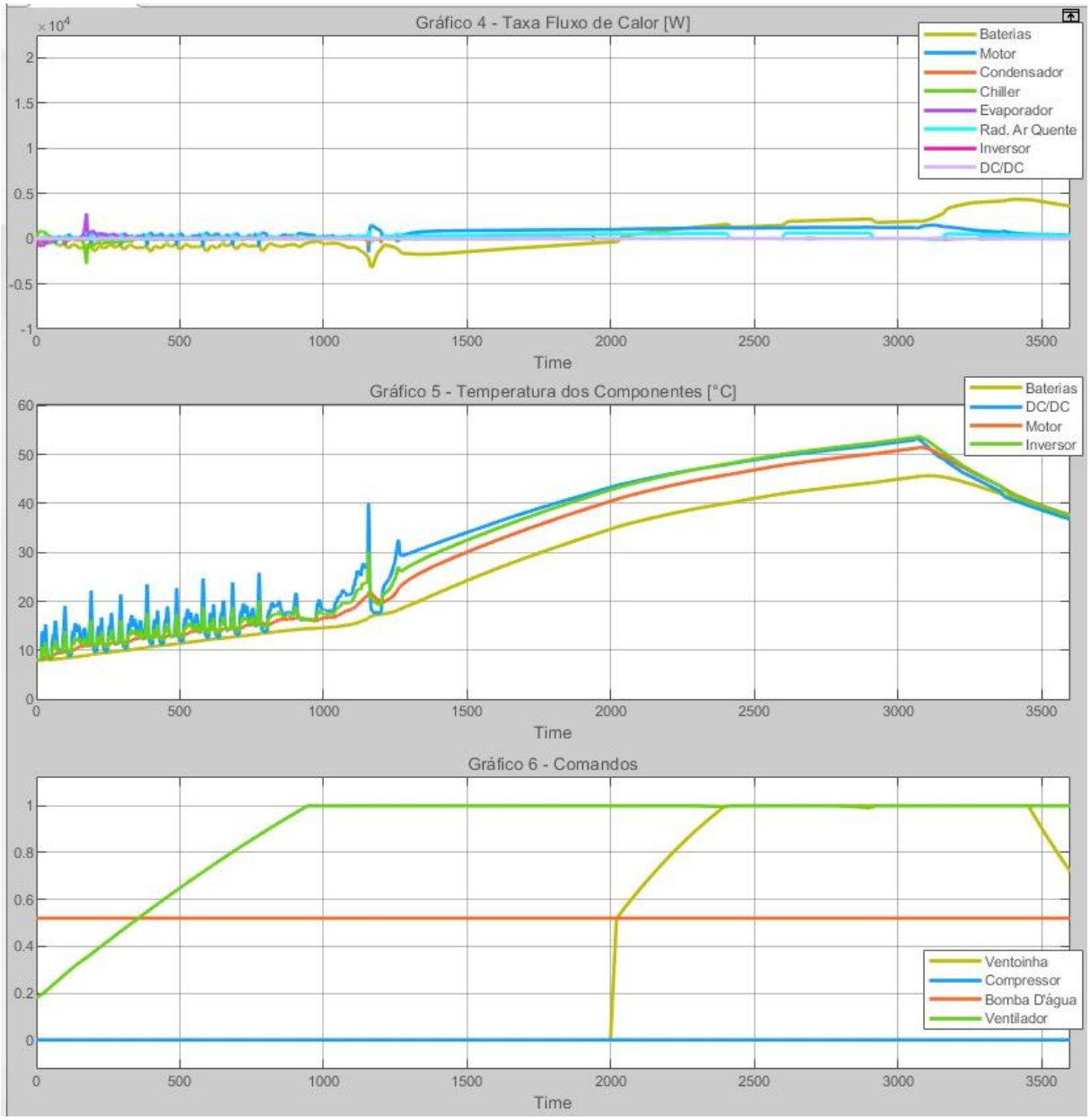


Figura 79. Resultados obtidos para o Cenário 3 adaptado para a temperatura de 8 °C.
Fonte: autora.

Analisado o Gráfico 5, é verificado que a temperatura dos componentes com o uso do radiador ainda se mostra aceitável para o bom funcionamento e integridade dos mesmos. As baterias atingem a temperatura máxima de 44 °C, e o maior registro é feito no inversor com 52 °C.

Uma observação interessante pode ser feita a partir da análise dos Gráfico 2 e 3 da Fig. (79). A temperatura requerida na cabine para este cenário é de 17 °C, e a medida em que essa temperatura é alcançada, a porta de mistura de ar é desviada, bloqueando o fluxo de ar pelo radiador de ar quente e fazendo com que a temperatura da cabine caia. Quando a cabine registra uma temperatura de 3 °C

abaixo da requerida pelo ocupante, a porta de mistura retorna à posição que permite o fluxo de ar pelo radiador de ar quente antes de ser direcionado ao interior do veículo. Apesar de ter atingido a temperatura alvo, o aquecimento da cabine ainda é insatisfatório, tendo em vista o longo tempo necessário para que tal meta fosse alcançada, levando aproximadamente 2400 segundos.

7. CONCLUSÃO

Neste estudo, foi implementado a estratégia de gerenciamento térmico do e-Stark integrada à climatização da cabine no software MATLAB/Simulink, através da biblioteca Simscape Fluids. A caracterização dos componentes que fazem parte do sistema se deu por meio do da configuração de parâmetros em código MATLAB. Alterações e manipulações, tanto nos sistemas de controle quando nos subsistemas que representam cada componente, foram realizadas a fim de ajustar o exemplo do software ao conceito do e-Stark. As conclusões obtidas através dos resultados observados são listadas abaixo.

- A utilização do *chiller* como forma de arrefecimento em climas frios se prova impraticável de acordo com os resultados obtidos no Cenário 3 do sistema térmico integrado do e-Stark. A baixa temperatura inicial do refrigerante conjuntamente à baixa temperatura ambiente faz com que não ocorra a evaporação completa do refrigerante, que chega à linha de sucção ainda líquido causando um golpe hidráulico no compressor.
- Para temperaturas iguais ou superiores a 9 °C, a utilização do modelo de *chiller* AC70X da Alfa Laval se mostra suficiente para o bom funcionamento e manutenção da integridade dos componentes de potência, como é visto nos Cenários 1 e 2 do sistema térmico do e-Stark e também no sistema térmico alternativo.
- A disposição em série do *chiller* e evaporador apresentou piores resultados do que a disposição em paralelo dos mesmos quanto à climatização da cabine. Na versão em série, o resfriamento da cabine é prejudicado pelo fato do evaporador estar localizado após o *chiller*, como visto no Cenário 2 do sistema térmico do e-Stark. Dessa forma, o refrigerante chega ao evaporador parcialmente evaporado, comprometendo sua capacidade troca térmica.
- Mesmo na configuração em paralelo, o resfriamento da cabine é impactado quando também há o requerimento de arrefecimento através do *chiller*.
- O *chiller* desempenha melhores resultados na versão em paralelo, em razão da quantidade de refrigerante ajustada para que ocorra sua evaporação completa.

- A utilização do calor rejeitado pelas baterias e pelo conjunto C-M-I para o aquecimento da cabine apresentou resultados insatisfatórios em todas as simulações em que o aquecimento da cabine foi requisitado.
- A implementação do radiador de arrefecimento se mostra como uma boa alternativa para a solução do arrefecimento em dias frios, quando não se é possível utilizar o *chiller.* Apesar de apresentar desempenho inferior na capacidade de reduzir a temperatura dos componentes comparado ao *chiller*, a faixa de temperatura ambiente em que o radiador opera favorece para que sua atuação seja suficiente.
- De modo geral, o conceito alternativo apresentou melhores resultados do que o sistema térmico integrado do e-Stark. Além de propor uma solução para o golpe hidráulico do compressor, o desempenho do arrefecimento e refrigeração da cabine se mostraram superiores.

7.1. TRABALHOS FUTUROS

Como proposta para trabalhos futuros, é sugerido pela autora:

- Estudos acerca da influência da carga de refrigerante e sua distribuição em sistemas que utilizam dois evaporadores, e os impactos da disposição em série e paralelo;
- Estudo de alternativas para o aquecimento da cabine em veículos elétricos, e formas de se aproveitar o aquecedor das baterias para tal fim;
- Estudo comparativo do arrefecimento de veículos elétricos utilizando radiador e *chiller.*

REFERÊNCIAS

Antunes, A. F. “Kit de Conversão de Veículos de Combustão em Veículos Elétricos”. 2015, 109 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia Eletrotécnica) - Escola Superior de Tecnologia de Tomar, Instituto Politécnico de Tomar, 2015. URI: < http://hdl.handle.net/10400.26/12403 >.

ASHRAE 55. Thermal environmental conditions for human occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, 2004.

Andrade, A. S. de; Paz, A. M. da. “Motores a Combustão tem futuro?”. Revista Sobre Tudo. Ed. 2107, Vol. 8 / n.1. 2017. ISSN: 1519-7883.

Ataide, E. de O. “Baterias Recarregáveis”. 2010, 59 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Elétrica) – Universidade São Francisco. Campinas, 2010. Disponível em: < http://lyceumonline.usf.edu.br/salavirtual/documentos/1970.pdf >.

Azevedo, R. A. de. “Elaboração de Material Didático Para Estudo de Sistemas Dinâmicos nos Ambientes MATLAB e Simulink”. 2013, 41 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Elétrica) – Centro de Engenharia Elétrica e Informática, Universidade Federal de Campina Grande. Campina Grande, 2013.

Baran, R. “A Introdução de Veículos no Brasil: Avaliação do Impacto no Consumo de Gasolina e Eletricidade”. 2012, 124 p. Tese de Doutorado (Ciências e Planejamento Energético) – Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia. Rio de Janeiro, 2012. URI: < http://antigo.ppe.ufrj.br/ppe/production/tesis/baran.pdf >.

Batista, D. da S. Et al. “Veículos elétricos e híbridos: Estudo da eficiência Energética - perspectiva no cenário nacional”. Revista Científica Multidisciplinar Núcleo do Conhecimento. Ano 05, Ed. 10, Vol. 10, pp. 91-120. Outubro de 2020. ISSN: 2448-0959, Disponível em: < https://www.nucleodoconhecimento.com.br/engenhariaeletrica/veiculos-eletricos >.

Biondo, D.; Fornasari, J. A.; Roani, S. L.; “Sistema de controle de temperatura de ar condicionado automotivo”. 2013, 39 p. Trabalho de Graduação (Tecnologia em Automação Industrial) – Programa de Graduação em Tecnologia, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2013.

Borges, C. “Com -8,6 °C, SC registra a menor temperatura do Brasil em 2021”. G1, 29 de jul. de 2021. Disponível em: < https://g1.globo.com/sc/santa-catarina/noticia/2021/07/29/em-mais-um-dia-de-frio-e-previsao-de-neve-sc-amanhece-com-temperaturas-negativas.ghtml >. Acesso em: 10 de março de 2022.

Boylestad, R. L. “Introdução à análise de circuitos” / Robert L. Boylestad ; revisão técnica Benedito Donizete Bonatto ; tradução Daniel Vieirae Jorge Ritter. – 12. ed. – São Paulo : Pearson Prentice Hall, 2012.

Bufalo, L. A.; Gonelli, G. M.; Baumgartner, L. F. "Gerenciamento térmico da bateria em veículos elétricos: o sistema líquido combinado", p. 435-447. In: XXV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva. São Paulo: Blucher, 2017.

Car Academy. “Categoria de Veículos Híbridos e Elétricos II (VHE)”. Pós Venda, 2018. Disponível em: < https://posvenda.pt/wp-content/uploads/2019/04/108_109.pdf >. Acesso em: 13 de fev. de 2022.

Carneiro, J.L.V. “Impacto da inserção de veículos elétricos no sistema elétrico de potência brasileiro”. 2018. 61 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Elétrica) – Curso de Engenharia Elétrica, Campus de Sobral, Universidade Federal do Ceará. Sobral, 2018. URI: < http://www.repositorio.ufc.br/handle/riufc/47727 >.

Castro, B. H. R. de; Barros, D. C.; Veiga, S. G. da. “Baterias automotivas: panorama da indústria no Brasil, as novas tecnologias e como os veículos elétricos podem transformar o mercado global”. BNDES Setorial, n. 37, mar. 2013, p. 443-496. Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES), Rio de Janeiro, 2013. URI: < http://web.bndes.gov.br/bib/jspui/handle/1408/1511 >.

Castro, B. H. R de., Ferreira, T. T. “Veículos elétricos: aspectos básicos, perspectivas e oportunidades”. BNDES Setorial, n. 32, p. 267-310, set. 2010. Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES), Rio de Janeiro, 2010. URI: < http://web.bndes.gov.br/bib/jspui/handle/1408/1764 >.

Castro, G. G. de. “Análise Comparativa dos Dispositivos de Controle Térmico Aplicados em Veículos Elétricos”. 2021. 39 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2021. URI: < https://repositorio.ufu.br/handle/123456789/33435 >.

Clima Urupema. Climate-Data. 2022. Disponível em: < https://pt.climate-data.org/america-do-sul/brasil/santa-catarina/urupema-313353/ >. Acesso em: 10 de março de 2022.

Damasceno, E. G.; Oliveira, P. H. M. de. “Projeto do sistema de arrefecimento e da caixa de redução para o uso aeronáutico do motor Toyota 2ZR-FE”. 2013. viii, 86 p., il. Trabalho de Graduação (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

Dias, C. M. T. “Projeto e desenvolvimento de um automóvel híbrido”. 2013, 111 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade de Porto, 2013. Disponível em: < https://docplayer.com.br/4118006-Projeto-e-desenvolvimento-de-um-automovel-hibrido.html >.

DILONG POWER SUPPLY CO., LTD. EV DC-DC CONVERTER. DE3000RK-390S14RC User Manual V1.0.

Doroftei, D. G. “Sistema de carga bidirecional para veículo elétrico”. 2014, 105 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia Eletrotécnica-Energia e Automação) –

Escola Superior de Tecnologia e Gestão, Instituto de Leiria. Leiria, 2014. Disponível em: < https://iconline.ipleiria.pt/bitstream/10400.8/1817/1/Daniel%20Gabriel%20Doroftei.pdf >.

EVE Baterry. Li-ion Battery Specification. Model 16S1P-LF90K.

FGV Energia. “Carros Elétricos”. Cadernos FGV Energia, ano 4, n. 7, maio 2017. 112 p. Disponível em: < https://fgvenergia.fgv.br/sites/fgvenergia.fgv.br/files/caderno_carros_eletricos-fgv-book.pdf >.

Fernandes, C. B. “Inversores para Veículos Elétricos: Aplicação do Controle Vetorial sem Sensor a um Motor de Indução”. 2015, 54 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Elétrica) – Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2015. Disponível em: < http://www.repositorio.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10014368.pdf >.

Ferreira, S. I. M. “Desenvolvimento de um veículo elétrico em escala reduzida”. 2018, 87 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia Eletrônica e de Telecomunicações) - Departamento de Eletrônica, Telecomunicações e Informática, Universidade de Aveiro, 2018. URI: < http://hdl.handle.net/10773/25968 >.

Filho, F. F. M.; Strambi, O. “Construção de ciclos de condução para estimativa de emissões veiculares para ônibus urbanos”. 2013. Departamento de Engenharia de Transportes, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2013.

Freitas W.; Morelato, A. F. “Modelagem e análise dinâmica de dispositivos DSTATCOM usando o SimPowerSystems para Matlab/Simulink”. 2005. Departamento de Sistemas de Energia Elétrica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2005. DOI: < https://doi.org/10.1590/S0103-17592005000200007 >.

Herzog, M, M. “Modelagem de um tubo capilar de uma bomba de calor operando com dióxido de carbono (CO_2) em ciclo de compressão de vapor transcrítico.” 2010. 85 p. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) –Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG, Belo Horizonte, 2010.

INVT Eletric Vehicle Drive Technology Co., LTD. GVD550-X L14-XXX EV motor controller specification.

Magalhães, B. F. de O. “Hibridização de Veículos Automóvel”. 2014, 158 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade de Porto, 2014. URI: < https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/72471/2/27520.pdf >.

Magdalon, I. S. “Valorização das Baterias de Íões de Lítio em Fim de Vida de Veículos Elétricos”. 2020, 118 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia de

Automóvel) - Escola Superior de Tecnologia e Gestão, Instituto Politécnico de Leiria, 2020. URI: < http://hdl.handle.net/10400.8/6360 >.

MAGELEC Propulsion. M24Px-x-19 MGU Axial Flux Permanent Magnet. Datasheet.

MathWorks. Help Center. Blocks. Disponível em: < https://www.mathworks.com/help/simulink/blocks.html >. Acesso em: 20 de abr. de 2022.

MathWorks. Help Center. Subsystem. Disponível em: < https://www.mathworks.com/help/simulink/slref/subsystem.html?searchHighlight=subsystems&s_tid=srchtitle_subsystems_1 >. Acesso em: 20 de abr. de 2022.

MathWorks. Help Center. Electric Vehicle Thermal Management. Disponível em: < https://www.mathworks.com/help/physmod/hydro/ug/sscfluids_ev_thermal_management.html?searchHighlight=motor%20control&s_tid=doc_srchtitle >. Acesso em: 20 de abr. de 2022.

MATSURI. Manual de Instalação e Manutenção da Bomba Pressurizadora Automática MATSURI.

Melo, H. G. de. “Dimensionamento de um radiador automotivo aletado e análise da influência dos parâmetros geométricos no seu desempenho”. 2019, 63 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecânica) - Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto. Ouro Preto, 2019. URI: < http://hdl.handle.net/1843/RAOA-BCFJ4M >.

Melo, L. A. de. “Instrumentação para Ensino de Física II” / São Cristóvão. Universidade Federal de Sergipe, CESAD, 2011.

Moraes, et al. “JOTUN: Otimização de Arrefecimento do Sistema de Propulsão Elétrico”. 2021, 164 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecânica) – Centro Universitário FEI. São Bernardo do Campo, 2021. URI: < https://repositorio.fei.edu.br/handle/FEI/3267 >.

Noce, T. “Estudo do funcionamento de veículos elétricos e contribuições ao seu aperfeiçoamento”. 2009, 127 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Belo Horizonte, 2017.

Oliveira, A. G. de. “Atuadores de distribuição do fluxo de ar do sistema de climatização proporcionam conforto”. Grupo Oficina Brasil. 7 de Fevereiro de 2020. Disponível em: < https://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/atuadores-de-distribuicao-do-fluxo-de-ar-do-sistema-de-climatizacao-proporcionam-conforto >. Acesso em: 30 de ago. de 2022.

Oliveira, T. C. de. “Estudo da tecnologia empregada em veículos elétricos com autonomia estendida: comparativo experimental com veículos híbridos”. 2018, 103

p. Trabalho de Graduação (Engenharia Automotiva) – Faculdade do Gama, Universidade de Brasília. Brasília, 2018.

Orrico, M. V. de M. “Procedimento para seleção de motor e bateria para veículo elétrico”. 2013, 102 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecatrônica) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília. Brasília, 2013. URI: < https://bdm.unb.br/handle/10483/8232 >.

Pereira, E. A. et al. “Análise comparativa dos custos dos veículos de combustão interna e veículos elétricos: estudo de caso dos Correios”. In: XXIX Congresso Nacional de Pesquisa em Transporte da ANPET, 9 a 13 de nov. de 2015, Ouro Preto, 2015. URI: < http://146.164.5.73:20080/ssat/interface/content/anais_2015/TrabalhosFormatados/798AC.pdf >.

Petruzella, F. D. “Motores elétricos e acionamentos” [recurso eletrônico]/ Frank D. Petruzella ; tradução: José Lucimar do Nascimento ; revisão técnica: Antonio Pertence Júnior. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre : AMGH, 2013.

Pinheiro, C. S. A. “Desenvolvimento de um *Range Extender* para Veículo Elétrico”. 2013, 168 p. Dissertação de Mestrado (Engenharia Eletrônica Industrial e de Computadores) - Escola de Engenharia, Universidade do Minho, 2013. URI: < http://hdl.handle.net/1822/39978 >.

Quadros, E. C.; "Impacto de diferentes ciclos de emissões em um veículo Flex-Fuel", p. 172-188 . In: Anais do XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotica - SIMEA 2016 [Blucher Engineering Proceedings]. São Paulo: Blucher, 2016. ISSN 2357-7592, DOI 10.5151/engpro-simea2016-PAP25

Ramos, J. P. da S. “Análise de um sistema de arrefecimento automotivo para a categoria formula SAE”. 2021, 90 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecânica). Escola de Engenharia, Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2021. URI: < https://app.uff.br/riuff/handle/1/17004 >.

Santos, E. O. dos. “Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo”. 2005, 109 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005. DOI: 10.11606/D.3.2005.tde-26122014-175721.

Santos, M. M. D. “Veículos elétricos e híbridos: fundamentação, características e aplicações” / Max Mauro Dias Santos. – São Paulo. Érica, 2020. 2016 p.

Serena, I. Cidades do Piauí registram menores índices do país de umidade do ar e temperatura acima dos 40 °C. G1, 13 de setembro de 2021. Disponível em: < https://g1.globo.com/pi/piaui/noticia/2021/09/13/cidades-do-piaui-registram-menores-indices-do-pais-de-umidade-do-ar-e-temperatura-acima-dos-40oc.ghtml >. Acesso em: 10 de março de 2022.

Silva, C., et al. “Projeto e Implementação de um Sistema de Medição para Avaliação do Arrefecimento do Powertrain de um Veículo Elétrico”. Revista Vincci - Periódico Científico do UniSATC, p. 160-190, 5 maio 2021.

Silva, U. M. da. Veículos elétricos: contribuição e impactos no setor energético. 2020, 76 p. Trabalho de Graduação (Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Tocantins. Palmas, 2020. URI: < http://hdl.handle.net/11612/2909 >.

Souza, P. R. de. “Radiador de ar quente ou aquecedor do carro”. Majla. 03 de nov. de 2018. Disponível em: < https://majla.com.br/radiador-do-ar-quente-ou-aquecedor-do-carro-segundo-valeo/ >. Acesso em: 20 de abr. de 2022.

Sutil, J. C., et al. “Desenvolvimento de Controladora Universal de Ar Condicionado Automotivo”. Revista Techno Eng. Ed. 20. jul. – dez. de 2019. ISSN: 2178-3586, Disponível em: < https://www.cescage.com.br/revistas/index.php/RTE/article/view/844 >.

Tanaka, C. N. “Metodologia de dimensionamento do sistema de tração para veículos elétricos”. 2012, 106 p. Dissertação de Mestrado (Sistemas de Potência) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2012. DOI: 10.11606/D.3.2012.tde-26072013-120442.

Boylestad, R. L. “Introdução à análise de circuitos” / Robert L. Boylestad ; revisão técnica Benedito Donizete Bonatto ; tradução Daniel Vieirae Jorge Ritter. – 12. ed. – São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2012.

ANEXOS

Anexo I	Código MATLAB: parâmetros para configuração dos cenários
Anexo II	Código MATLAB: parâmetros para configuração de componentes
Anexo III	Componentes do Sistema Térmico Integrado
Anexo IV	Código MATLAB: parâmetros para configuração do radiador de arrefecimento

ANEXO I: Código MATLAB: parâmetros para configuração dos cenários

22/09/22 02:04 C:\Users\Admin\On...\versao_ok_scenario.m 1 of 3

```
% Function to update parameter values in the example
% sscfluids_ev_thermal_management for the specified scenario.

% Copyright 2020 The MathWorks, Inc.

function versao_serie_scenario(scenario)

% Scenario subsystem block path
subsys = [bdroot '/Cenário'];

% Handle to model workspace
mws = get_param(bdroot, 'ModelWorkspace');

switch scenario
    case 'manutenção'
        % Switch signal builder group
        signalbuilder([subsys '/Vehicle Speed [km//hr]'], 'ActiveGroup', 1) % Drive↙
cycle

        % Update constant block values
        set_param([subsys '/Pressure [MPa]'], 'Value', '0.101325') % [MPa] Environment↙
pressure
        set_param([subsys '/Temperature [degC]'], 'Value', '20') % [degC] Environment↙
temperature
        set_param([subsys '/Relative Humidity'], 'Value', '0.4') % Environment↙
relative humidity
        set_param([subsys '/CO2 Fraction'], 'Value', '4e-4') % Environment CO2 mole↙
fraction

        set_param([subsys '/Temperature Setpoint [degC]'], 'Value', '21') % [degC]↙
Cabin AC setpoint
        set_param([subsys '/AC On//Off'], 'Value', '0') % Cabin AC on or off
        set_param([subsys '/Recirculation On//Off'], 'Value', '0') % Cabin AC↙
recirculation on or off
        set_param([subsys '/Number of Occupants'], 'Value', '1') % Number of occupants↙
in cabin

        % Update model workspace parameter values
        assignin(mws, 'cabin_p_init', 0.101325) % [MPa] Initial air pressure
        assignin(mws, 'cabin_T_init', 20) % [degC] Initial air temperature
        assignin(mws, 'cabin_RH_init', 0.4) % Initial relative humidity
        assignin(mws, 'cabin_CO2_init', 4e-4) % Initial CO2 mole fraction

        assignin(mws, 'coolant_p_init', 0.101325) % [MPa] Initial coolant pressure
        assignin(mws, 'coolant_T_init', 20) % [degC] Initial coolant temperature

        assignin(mws, 'refrigerant_p_init', 0.6) % [MPa] Initial refrigerant pressure
        assignin(mws, 'refrigerant_alpha_init', 0.6) % Initial refrigerant vapor void↙
fraction

        assignin(mws, 'battery_T_init', 20) % [degC] Initial battery temperature
        assignin(mws, 'battery_Qe_init', 0) % [A*hr] Initial charge deficit

    case 'resfriamento'
        % Switch signal builder group
```

```
        signalbuilder([subsys '/Vehicle Speed [km//hr]'], 'ActiveGroup', 1) % Zero speed

        % Update constant block values
        set_param([subsys '/Pressure [MPa]'], 'Value', '0.101325') % [MPa] Environment pressure
        set_param([subsys '/Temperature [degC]'], 'Value', '40.2') % [degC] Environment temperature
        set_param([subsys '/Relative Humidity'], 'Value', '0.1') % Environment relative humidity
        set_param([subsys '/CO2 Fraction'], 'Value', '4e-4') % Environment CO2 mole fraction

        set_param([subsys '/Temperature Setpoint [degC]'], 'Value', '21') % [degC] Cabin AC setpoint
        set_param([subsys '/AC On//Off'], 'Value', '1') % Cabin AC on or off
        set_param([subsys '/Recirculation On//Off'], 'Value', '1') % Cabin AC recirculation on or off
        set_param([subsys '/Number of Occupants'], 'Value', '1') % Number of occupants in cabin

        % Update model workspace parameter values
        assignin(mws, 'cabin_p_init', 0.101325) % [MPa] Initial air pressure
        assignin(mws, 'cabin_T_init', 40.2) % [degC] Initial air temperature
        assignin(mws, 'cabin_RH_init', 0.1) % Initial relative humidity
        assignin(mws, 'cabin_CO2_init', 4e-4) % Initial CO2 mole fraction

        assignin(mws, 'coolant_p_init', 0.101325) % [MPa] Initial coolant pressure
        assignin(mws, 'coolant_T_init', 40.2) % [degC] Initial coolant temperature

        assignin(mws, 'refrigerant_p_init', 1) % [MPa] Initial refrigerant pressure
        assignin(mws, 'refrigerant_alpha_init', 0.76) % Initial refrigerant vapor void fraction

        assignin(mws, 'battery_T_init', 40.2) % [degC] Initial battery temperature
        assignin(mws, 'battery_Qe_init', 0) % [A*hr] Initial charge deficit

    case 'aquecimento'
        % Switch signal builder group
        signalbuilder([subsys '/Vehicle Speed [km//hr]'], 'ActiveGroup', 1) % Drive cycle

        % Update constant block values
        set_param([subsys '/Pressure [MPa]'], 'Value', '0.101325') % [MPa] Environment pressure
        set_param([subsys '/Temperature [degC]'], 'Value', '-7.4') % [degC] Environment temperature
        set_param([subsys '/Relative Humidity'], 'Value', '0.83') % Environment relative humidity
        set_param([subsys '/CO2 Fraction'], 'Value', '4e-4') % Environment CO2 mole fraction

        %set_param([subsys '/Temperature Setpoint [degC]'], 'Value', '21') % [degC] Cabin AC setpoint
        set_param([subsys '/AC On//Off'], 'Value', '0') % Cabin AC on or off
```

```
        set_param([subsys '/Recirculation On//Off'], 'Value', '1') % Cabin AC recirculation on or off
        set_param([subsys '/Number of Occupants'], 'Value', '1') % Number of occupants in cabin

        % Update model workspace parameter values
        assignin(mws, 'cabin_p_init', 0.101325) % [MPa] Initial air pressure
        assignin(mws, 'cabin_T_init', -7.4) % [degC] Initial air temperature
        assignin(mws, 'cabin_RH_init', 0.83) % Initial relative humidity
        assignin(mws, 'cabin_CO2_init', 4e-4) % Initial CO2 mole fraction

        assignin(mws, 'coolant_p_init', 0.101325) % [MPa] Initial coolant pressure
        assignin(mws, 'coolant_T_init', -7.4) % [degC] Initial coolant temperature

        assignin(mws, 'refrigerant_p_init', 0.2) % [MPa] Initial refrigerant pressure
        assignin(mws, 'refrigerant_alpha_init', 0.15) % Initial refrigerant vapor void fraction

        assignin(mws, 'battery_T_init', -7.4) % [degC] Initial battery temperature
        assignin(mws, 'battery_Qe_init', 0) % [A*hr] Initial charge deficit

    otherwise
        error('Invalid scenario')
end

% Update Scenario subsystem tag for annotation
set_param(subsys, 'Tag', scenario)

end
```

ANEXO II: Código MATLAB: parâmetros para configuração de componentes


```
%% Código para definir os parametros do Sistema Térmico Integrado


%% Condições Iniciais

cabin_p_init = 0.101325; % [MPa] Pressão inicial do ar
cabin_T_init = 20; % [degC] Temperatura inicial do ar
cabin_RH_init = 0.4; % Umidade relativa inicial
cabin_CO2_init = 4e-4; % Fração molar de CO2 inicial

coolant_p_init = 0.101325; % [MPa] Pressão inicial do fluido de arrefecimento
coolant_T_init = 20; % [degC] Temperatura inicial do fluido de arrefecimento

refrigerant_p_init = 0.6; % [MPa] Pressão inicial do refrigerante
refrigerant_alpha_init = 0.6; % Fração de vazio de vapor inicial do refrigerante

battery_T_init = 20; % [degC] Temperatura inicial da bateria
battery_Qe_init = 0; % [A*hr] Déficit de carga da bateria

%% Cabine do Veículo

cabin_duct_area = 0.16; % [m^2] Área da seção transversal do duto de ar

%% Circuito de Líquido de Arrefecimento

coolant_pipe_D = 0.019; % [m] Diâmetro do tubo de arrefecimento
coolant_channel_D = 0.0092; % [m] Diâmetro dos canais de arrefecimento

coolant_valve_displacement = 0.0063; % [m] Deslocamento máximo do carretel
coolant_valve_S_max        = 0.0053;  % [m] Posição do carretel quando a válvula está↙
totalmente fechada ou aberta
coolant_valve_D_ratio_max = 0.95;     % Diâmetro máximo do orifício em relação ao↙
diâmetro do tubo
coolant_valve_D_ratio_min = 1e-3;     % Diâmetro do orifício de vazamento em relação ao↙
diâmetro do tubo

pump_displacement = 0.02; % [l/rev] Deslocamento volumétrico da bomba de fluido de↙
arrefecimento
pump_speed_max = 1000; % [rpm] Velocidade máxima do eixo da bomba de fluido de↙
arrefecimento

coolant_tank_volume = 2.5; % [l] Volume do reservatório de expansão
coolant_tank_area = 0.02; % [m^2] Área de um dos lados do reservatório de expansão

%% Circuito de Ar Condicionado

refrigerant_pipe_D = 0.01; % [m] Diâmetro do tubo de arrefecimento

% Tabela do Mapa do Compressor
compressor_p_ratio_LUT = [0; 1; 4.28795213348131; 7.57590426696263; 10.8638564004439;↙
14.1518085339253]; % Pressure ratio
compressor_rpm_LUT = [0, 1800, 3600]; % [rpm] Velocidade do eixo
compressor_mdot_corr_LUT = [
0, 0, 0;
0, 0.0136946156177912, 0.0273892312355827;
```

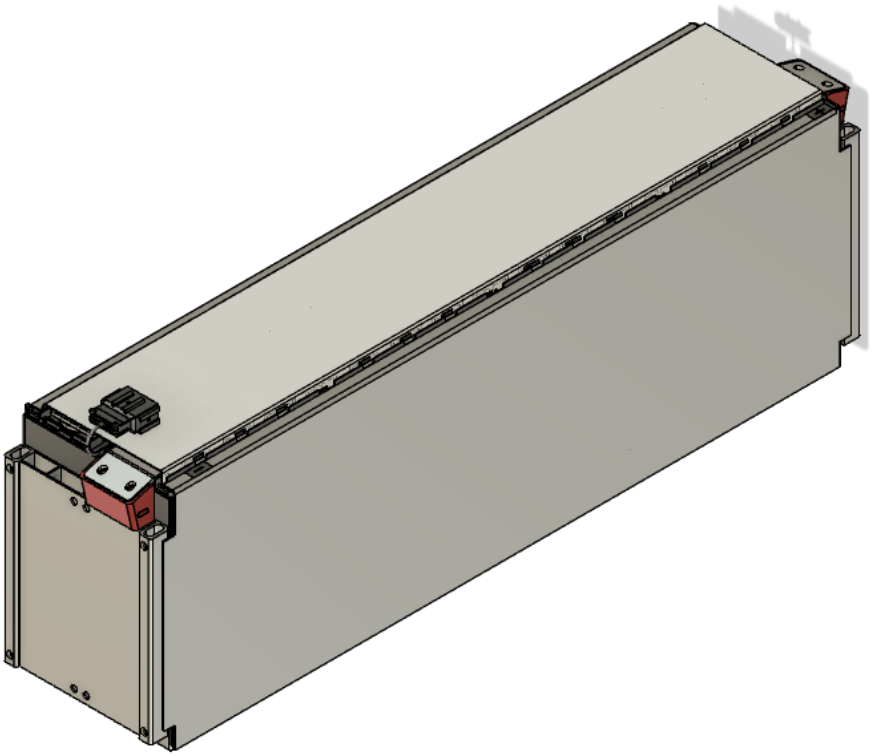
```
0, 0.0102709617133435, 0.0205419234266869;
0, 0.00684730780889566, 0.0136946156177912;
0, 0.00342365390444783, 0.00684730780889563;
0, 0, 0]; % [kg/s] Taxa de fluxo de massa corrijido

%% Radiador de ar quente

radiator_L = 0.25; % [m] Comprimento total do radiador de ar quente
radiator_W = 0.042; % [m] Largura total do radiador de ar quente
radiator_H = 0.14; % [m] Altura total do radiador de ar quente
radiator_N_tubes = 7; % Número de tubos
radiator_tube_H = 0.0015; % [m] Altura de cada tubo
radiator_fin_spacing = 0.002; % Espaçamento das aletas
radiator_wall_thickness = 1e-4; % [m] Espessura do material
radiator_wall_conductivity = 240; % [W/m/K] Condutividade térmica do material

radiator_gap_H = (radiator_H - radiator_N_tubes*radiator_tube_H) / (radiator_N_tubes -↙
1); % [m] Altura entre os tubos de refrigerante
radiator_air_area_flow = (radiator_N_tubes - 1) * radiator_L * radiator_gap_H; % [m^2]↙
Área da seção transversal do fluxo de ar
radiator_air_area_primary = 2 * (radiator_N_tubes - 1) * radiator_W * (radiator_L +↙
radiator_gap_H); % [m^2] Área de superfície de transferência de calor do ar primário
radiator_N_fins = (radiator_N_tubes - 1) * radiator_L / radiator_fin_spacing; % Número↙
total de aletas
radiator_air_area_fins = 2 * radiator_N_fins * radiator_W * radiator_gap_H; % [m^2]↙
Área de superfície total da aletas
radiator_tube_Leq = 2*(radiator_H + 20*radiator_tube_H*radiator_N_tubes); % [m]↙
Comprimento de tubo equivalente adicional para perdas

%% Condensador

condenser_L = 0.54; % [m] Comprimento total do condensador
condenser_W = 0.016; % [m] Largura total do condensador
condenser_H = 0.37; % [m] Altura total do condensador
condenser_N_tubes = 38; % Número de tubos refrigerantes
condenser_N_tube_channels = 6; % Número de canais por tudo refrigerante
condenser_tube_H = 0.002; % [m] Altura de cada tubo refrigerante
condenser_fin_spacing = 0.0005; % [m] Espaçamento das aletas
condenser_wall_thickness = 1e-4; % [m] Espessura do material
condenser_wall_conductivity = 240; % [W/m/K] Condutividade térmica do material

condenser_gap_H = (condenser_H - condenser_N_tubes*condenser_tube_H) /↙
(condenser_N_tubes - 1); % [m] Altura entre tubos refrigerantes
condenser_air_area_flow = (condenser_N_tubes - 1) * condenser_L * condenser_gap_H; %↙
[m^2] Área da seção transversal de fluxo de ar
condenser_air_area_primary = 2 * (condenser_N_tubes - 1) * condenser_W * (condenser_L↙
+ condenser_gap_H); % [m^2] Área de superfície de transferência de calor do ar↙
primário
condenser_N_fins = (condenser_N_tubes - 1) * condenser_L / condenser_fin_spacing; %↙
Número total de aletas
condenser_air_area_fins = 2 * condenser_N_fins * condenser_W * condenser_gap_H; %↙
[m^2] Área de superfície total da aletas
condenser_tube_area_webs = 2 * condenser_N_tubes * (condenser_N_tube_channels - 1) *↙
condenser_tube_H * condenser_L; % [m^2] Área total da superfície das teias em tubos de↙
refrigerante
```

```
condenser_tube_Leq = 2*(condenser_H + 20*condenser_tube_H*condenser_N_tubes) ...
    + (condenser_N_tube_channels - 1)*condenser_L*condenser_tube_H/(condenser_W +↙
condenser_tube_H); % [m] Comprimento de tubo equivalente adicional para perdas

fan_area = 0.032; % [m^2] Área de fluxo de ar da ventoinha

%% Evaporador

evaporator_L = 0.27; % [m] Comprimento total do evaporador
evaporator_W = 0.06; % [m] Largura total do evaporador
evaporator_H = 0.21; % [m] Altura total do evaporador
evaporator_N_tubes = 24; % Número de tubos refrigerantes
evaporator_N_tube_channels = 4; % Número de canais por tubo refrigerante
evaporator_tube_H = 0.002; % [m] Altura de cada tubo refrigerante
evaporator_fin_spacing = 0.0005; %Espaçamento das aletas
evaporator_wall_thickness = 1e-4; % [m] Espessura do material
evaporator_wall_conductivity = 240; % [W/m/K] Condutividade térmica do material

evaporator_gap_H = (evaporator_H - evaporator_N_tubes*evaporator_tube_H) /↙
(evaporator_N_tubes - 1); % [m] Altura entre tubos refrigerantes
evaporator_air_area_flow = (evaporator_N_tubes - 1) * evaporator_L * evaporator_gap_H;↙
% [m^2] Área da seção transversal de fluxo de ar
evaporator_air_area_primary = 2 * (evaporator_N_tubes - 1) * evaporator_W *↙
(evaporator_L + evaporator_gap_H); % [m^2] Área de superfície de transferência de↙
calor do ar primário
evaporator_N_fins = (evaporator_N_tubes - 1) * evaporator_L / evaporator_fin_spacing;↙
% Número total de aletas
evaporator_air_area_fins = 2 * evaporator_N_fins * evaporator_W * evaporator_gap_H; %↙
[m^2] Área de superfície total da aletas
evaporator_tube_area_webs = 2 * evaporator_N_tubes * (evaporator_N_tube_channels - 1)↙
* evaporator_L * evaporator_tube_H; % [m^2] Área total da superfície das teias em↙
tubos de refrigerante
evaporator_tube_Leq = 2*(evaporator_H + 20*evaporator_tube_H*evaporator_N_tubes); ...
    + (evaporator_N_tube_channels - 1)*evaporator_L*evaporator_tube_H/(evaporator_W +↙
evaporator_tube_H); % [m] Comprimento de tubo equivalente adicional para perdas

%% Chiller

chiller_N_tubes = 150; % Número de tubos refrigerantes
chiller_tube_L = 0.525; % [m] Comprimento de cada tubo refrigerante
chiller_tube_D = 0.012; % [m] Diâmetro de cada tubo refrigerante
chiller_wall_thickness = 1e-4; % [m] Espessura do material
chiller_wall_conductivity = 240; % [W/m/K] Condutividade térmica do material
chiller_N_baffles = 0; % Número de chicanas

chiller_area_primary = chiller_N_tubes * pi * chiller_tube_D * chiller_tube_L; % [m^2]↙
Área de superfície de transferência de calor do ar primário
chiller_area_baffles = chiller_N_baffles * 0.7 * 2 * chiller_N_tubes*↙
((2*chiller_tube_D)^2 - pi*chiller_tube_D^2/4); % [m^2] Área da superfície total das↙
chicanas
chiller_tube_Leq = 2*0.2*chiller_tube_D*chiller_N_tubes; % [m] Comprimento de tubo↙
equivalente adicional para perdas

%% Baterias
```

```
battery_N_cells = 16; % Número de células po módulo
battery_cell_mass = 2.3; % [kg] Massa da célula
battery_cell_cp = 795; % [J/kg/K] Calor específico da célula

battery_SOC_LUT = [0 0.1 0.25 0.5 0.75 0.9 1]'; % [Ohm] Pontos da tabela de estado de↙
carga
battery_temperature_LUT = [5 20 40]; % [degC] Pontos da tabela de temperatura
battery_capacity_LUT = [28.0081 27.6250 27.6392]; % [A*hr] Capacidade da bateria
battery_Em_LUT = [
    3.4966    3.5057    3.5148
    3.5519    3.5660    3.5653
    3.6183    3.6337    3.6402
    3.7066    3.7127    3.7213
    3.9131    3.9259    3.9376
    4.0748    4.0777    4.0821
    4.1923    4.1928    4.1930]; % [V] Em Tensão em circuito aberto vs SOC linhas e T↙
colunas
battery_R0_LUT = [
    0.0117    0.0085    0.0090
    0.0110    0.0085    0.0090
    0.0114    0.0087    0.0092
    0.0107    0.0082    0.0088
    0.0107    0.0083    0.0091
    0.0113    0.0085    0.0089
    0.0116    0.0085    0.0089]; % [Ohm] R0 Resistência vs SOC linhas and T colunas
battery_R1_LUT = [
    0.0109    0.0029    0.0013
    0.0069    0.0024    0.0012
    0.0047    0.0026    0.0013
    0.0034    0.0016    0.0010
    0.0033    0.0023    0.0014
    0.0033    0.0018    0.0011
    0.0028    0.0017    0.0011]; % [Ohm] R1 Resistência vs SOC linhas e T colunas
battery_C1_LUT = [
    1913.6    12447    30609
    4625.7    18872    32995
    23306     40764    47535
    10736     18721    26325
    18036     33630    48274
    12251     18360    26839
    9022.9    23394    30606]; % [F] C1 Capacitância vs SOC linhas e T colunas
```

ANEXO III: Componentes do Sistema Térmico Integrado

A3 – I: Baterias



Fabricante	**EVE**
Modelo	**16S1P-LF90K**

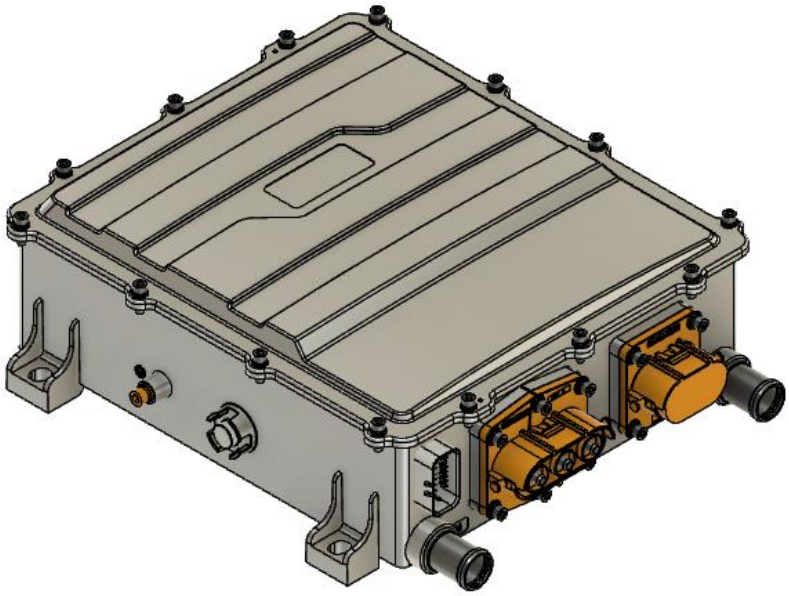
A3 – II: Conversor DC/DC

Fabricante	**Dilong New Energy**
Modelo	**DE3000RK-390S14RC**

A3 – III: Motor Elétrico

Fabricante	**MAGELEC Propulsion**
Modelo	**M24Px-S-19**

A3 – IV: Inversor de frequência



Fabricante	**INVT Eletric Vehicle Drive Technology**
Modelo	**GVD550-5L14-140**

A3 – V: Bomba D'água

Fabricante	**Matsuri**
Modelo	**698 (4.0 GPM 12V)**

A3 – VI: Reservatório de Expansão

Fabricante	**FIAT**
OEM	**46.816.597**

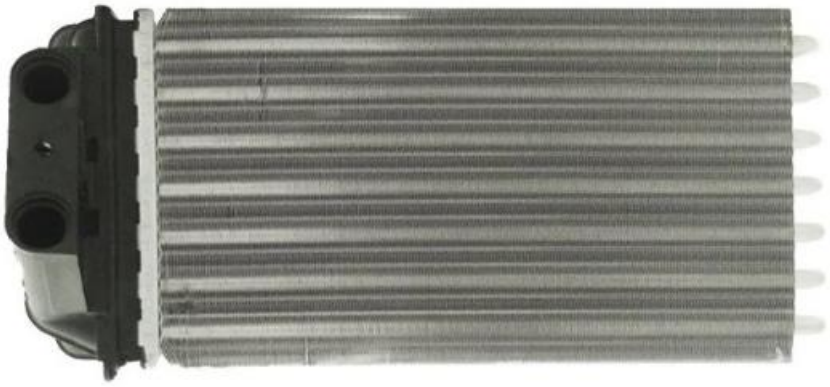
A3 – VII: Heater

Fabricante	**BorgWarner**
Modelo	**Single Plate Heater (5kW)**

A3 – VIII: Chiller

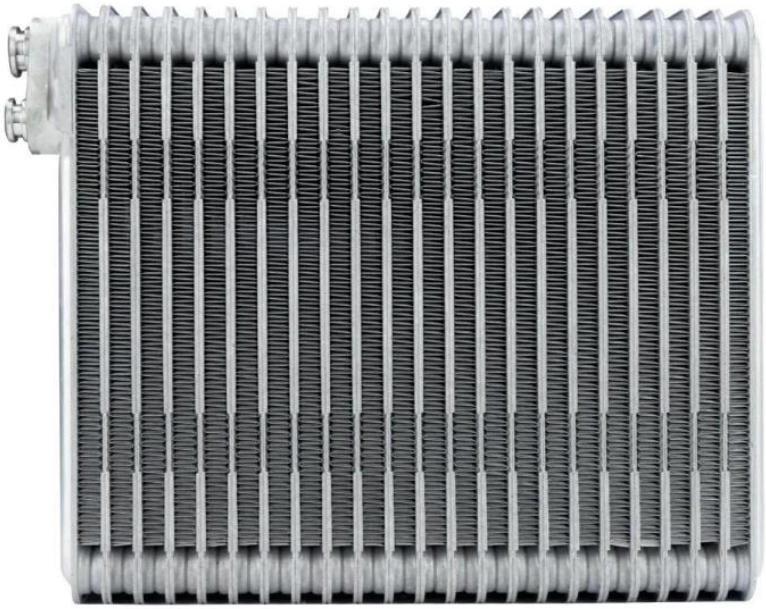
Fabricante	**Alfa Laval**
Modelo	**AC70X (50 placas)**

A3 – IX: Radiador de ar quente



Fabricante	**Denso**
OEM	**7082319**

A3 – X: Evaporador



Fabricante	**Denso**
OEM	**7082289**

A3 – XI: Condensador

Fabricante	**Denso**
OEM	**51707861**

A3 – XII: Compressor

Fabricante	**Valeo**
OEM	**TME 34**

ANEXO IV: Código MATLAB: parâmetros para configuração do radiador de arrefecimento


```
%% Código para definir os parâmetros do radiadro de arrefecimento


%% Radiador de arrefecimento

radiator_L_frio = 0.6; % [m] comprimento total do radiador de arrefecimento
radiator_W_frio = 0.015; % [m] Espessura total do radiador de arrefecimento
radiator_H_frio = 0.2; % [m] Altura total do radiador de arrefecimento
radiator_N_tubes_frio = 25; % Número total de tubos refrigerantes
radiator_tube_H_frio = 0.0015; % [m] Altura de cada tubo refrigerante
radiator_fin_spacing_frio = 0.002; % Espaçamento das aletas
radiator_wall_thickness_frio = 1e-4; % [m] Espessura do material
radiator_wall_conductivity_frio = 240; % [W/m/K] Condutividade térmica do material

radiator_gap_H_frio = (radiator_H_frio - radiator_N_tubes_frio*radiator_tube_H_frio) /↙
(radiator_N_tubes_frio - 1); % [m] Altura entre os tubos refrigrantes
radiator_air_area_flow_frio = (radiator_N_tubes_frio - 1) * radiator_L_frio *↙
radiator_gap_H_frio; % [m^2] Área da seção transversal do fluxo de ar
radiator_air_area_primary_frio = 2 * (radiator_N_tubes_frio - 1) * radiator_W_frio *↙
(radiator_L_frio + radiator_gap_H_frio); % [m^2] Área da superfície de transferência↙
de calor do ar primário
radiator_N_fins_frio = (radiator_N_tubes_frio - 1) * radiator_L_frio /↙
radiator_fin_spacing_frio; % Número total de aletas
radiator_air_area_fins_frio = 2 * radiator_N_fins_frio * radiator_W_frio *↙
radiator_gap_H_frio; % [m^2] Área da superfície total da aleta
radiator_tube_Leq_frio = 2*(radiator_H_frio +↙
20*radiator_tube_H_frio*radiator_N_tubes_frio); % [m] Comprimento de tubo equivalente↙
adicional para perdas
```