

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

JUNIO CÉZAR DE AMORIM

**MODELAGEM HÍBRIDA DE UM SISTEMA DE REGENERAÇÃO DE
ENERGIA DE FRENAGEM EM LOCOMOTIVAS DIESEL-ELÉTRICAS**

VITÓRIA
2020

JUNIO CÉZAR DE AMORIM

**MODELAGEM HÍBRIDA DE UM SISTEMA DE REGENERAÇÃO DE
ENERGIA DE FRENAGEM EM LOCOMOTIVAS DIESEL-ELÉTRICAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica, na área de Sistemas de Controle.

Orientador: Prof. Dr. Walbermark Marques dos Santos.

VITÓRIA
2020

Ficha catalográfica disponibilizada pelo Sistema Integrado de Bibliotecas - SIBI/UFES e elaborada pelo autor

D278 de Amorim, Junio César, 1981-
m **MODELAGEM HIBRIDA DE UM SISTEMA DE
REGENERAÇÃO DE ENERGIA DE FRENAGEM EM
LOCOMOTIVAS DIESEL-ELÉTRICAS / Junio César de
Amorim. - 2020.**
112 f. : il.

Orientador: Walbermark Marques dos Santos.
Coorientador: José Leandro Felix Salles.
Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) -
Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Agência Nacional de Transportes Terrestres (Brasil). 2. Reaproveitamento. 3. Modelagem. I. Santos, Walbermark Marques dos. II. Salles, José Leandro Felix. III. Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico. IV. Título.

CDU: 621.3

JUNIO CÉZAR DE AMORIM

**MODELAGEM HÍBRIDA DE UM SISTEMA DE REGENERAÇÃO
DE ENERGIA DE FRENAGEM EM LOCOMOTIVAS DIESEL-
ELÉTRICAS**

Tese submetida ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica – Sistemas de Controle.

Aprovado em 29 de dezembro de 2020.

COMISSÃO EXAMINADORA

Walbermark B. dos Santos

Prof. Dr. Walbermark Marques dos Santos
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

José Leandro Felix Salles

Prof. Dr. José Leandro Felix Salles
Universidade Federal do Espírito Santo
Coorientador

Jussara Farias Fardin

Profa. Dra. Jussara Farias Fardin
Universidade Federal do Espírito Santo

Hélio Marcos André Antunes

Prof. Dr. Hélio Marcos André Antunes
Universidade Federal do Espírito Santo

Danilo de Paula e Silva

Prof. Dr. Danilo de Paula e Silva
Instituto Federal do Espírito Santo

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da UFES - especialmente aos professores José Leandro Felix Salles e Walbermark do Santos, pelas orientações fornecidas durante o curso e pela boa vontade para contribuir no desenvolvimento do trabalho.

Agradeço ao professor José Luiz Borba pela contribuição no desenvolvimento do trabalho, pelo apoio para realização desta especialização e pelo curso de locomotivas ministrado na especialização em engenharia ferroviária.

RESUMO

Um dos meios de transporte mais eficiente e seguro é o transporte ferroviário. No Brasil, são utilizadas na grande maioria das ferrovias locomotivas do tipo diesel-elétricas, onde um motor a diesel fornece energia cinética para um gerador elétrico que alimenta os motores de tração. Neste trabalho, é realizado um estudo sobre regeneração da energia produzida pelos motores de tração em frenagem da locomotiva para alimentação de suas cargas auxiliares, tais como ar condicionado, compressor de ar, ventiladores e sopradores. Este trabalho propõe o estudo da frota de locomotivas modelo BB40-9MW de uma ferrovia brasileira.

No trabalho, o sistema de regeneração é modelado como um sistema híbrido, o qual é constituído por equações diferenciais, ou equações à diferenças e equações lógicas. Tais modelos foram simulados com auxílio do *toolbox* Hysdel da ferramenta computacional Matlab. Foram modeladas as cargas, os motores de tração como geradores e três diferentes tipos de acumuladores, sendo o primeiro formado por baterias e supercapacitores, o segundo formado exclusivamente por supercapacitores e o terceiro formado exclusivamente por baterias. Com posse dos dados reais armazenados pelo registrador de eventos das locomotivas referente à energia produzida nas frenagens e, dos modelos, determinou-se a melhor configuração de acumuladores para regeneração da energia.

Conclui-se neste trabalho que para a ferrovia em estudo, avaliando os resultados das três configurações de acumuladores propostos, o acumulador formado exclusivamente por baterias apresentou o melhor resultado. Contudo, esta conclusão pode não ser válida para outras ferrovias, principalmente para as que apresentam o tempo médio de frenagem inferior a 60 segundos, sendo provavelmente mais adequado neste caso a utilização do acumulador formado exclusivamente por supercapacitores. Para uma ferrovia cujo tempo médio de frenagem seja próximo de 60 segundos, a configuração de acumulador formado por baterias e supercapacitores pode ser uma boa opção, sendo necessário uma avaliação aprofundada. Caso seja alterado a quantidade de baterias e supercapacitores dos acumuladores, será necessária uma nova avaliação, simulando o sistema com a nova configuração.

Palavras chaves: Baterias, diesel-elétrica, frenagem regenerativa, locomotiva, modelagem, motores, sistemas híbridos, supercapacitores, transporte ferroviário.

ABSTRACT

One of the most efficient and safe means of transport is rail transport. In Brazil, diesel-electric locomotives are used in the vast majority of railroads, where a diesel engine provides kinetic energy for an electric generator that powers the traction engines. In this work, a study is carried out on the regeneration of the energy produced by the locomotive traction motors in braking for supply its auxiliary loads, such as air conditioning, air compressor, fans and blowers. This work proposes the study of the fleet of locomotives model BB40-9MW of a Brazilian railroad.

At work, the regeneration system is modeled as a hybrid system, which consists of differential equations, or equations for differences and logical equations. Such models were simulated with the aid of the Hysdel toolbox of the computational tool Matlab. The loads, the traction motors as generators and three different types of accumulators were modeled, the first being formed by batteries and supercapacitors, the second formed exclusively by supercapacitors and the third formed exclusively by batteries. With the real data stored by the locomotive event recorder for the energy produced in the braking and, from the models, the best configuration of accumulators for energy regeneration was determined.

It is concluded in this work that for the railway under study, evaluating the results of the three configurations of accumulators proposed, the accumulator formed exclusively by batteries presented the best result. However, this conclusion may not be valid for other railways, especially for those with an average braking time of less than 60 seconds, it is probably more appropriate in this case to use the accumulator formed exclusively by supercapacitors. For a railroad whose average braking time is close to 60 seconds, the accumulator configuration formed by batteries and supercapacitors can be a good option, requiring an in-depth assessment. If the number of batteries and supercapacitors in the accumulators is changed, a new evaluation will be necessary, simulating the system with the new configuration.

Keywords: Batteries, diesel-electric, regenerative braking, locomotive, modeling, engines, hybrid systems, supercapacitors, rail transport.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. OBJETIVOS.....	22
1.1.1. Objetivo geral.....	22
1.1.2. Objetivo específico.....	22
1.2. CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO	23
1.3. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	23
2. REFERENCIAL TEÓRICO	25
2.1. LOCOMOTIVAS.....	25
2.1.1. Locomotiva diesel-elétrica	27
2.2. SISTEMAS HÍBRIDOS.....	38
2.2.1. Gerador de Eventos (EG)	42
2.2.2. Máquina de Estados a Elementos Finitos (FSM).....	43
2.2.3. Seletor de Modo (MS)	44
2.2.4. Sistema Afim Comutado (SAS)	44
2.3. COMENTÁRIOS FINAIS DO CAPÍTULO	45
3. MODELAGEM DO SISTEMA DE REGENERAÇÃO DE ENERGIA DE FRENAGEM.....	46
3.1. MÁQUINA DE ESTADO DO SISTEMA DE REGENERAÇÃO DE ENERGIA....	47
3.2. MODELAGEM DOS ACUMULADORES DE ENERGIA.....	50
3.3. MODELAGEM DOS MOTORES DE TRAÇÃO EM FRENAGEM DINÂMICA... 51	
3.4. MODELAGEM DO COMPRESSOR DE AR.....	59
3.5. MODELAGEM DO VENTILADOR DO RADIADOR	68
3.6. MODELAGEM DOS SOPRADORES DOS MOTORES DE TRAÇÃO	72
3.7. MODELAGEM DO SOPRADOR DO ALTERNADOR.....	74
3.8. MODELAGEM DO AR CONDICIONADO	78
4. SIMULAÇÃO DOS MODELOS.....	81
4.1. ENERGIA MÉDIA DISSIPADA PELA FROTA DE LOCOMOTIVAS SEM REGENERAÇÃO DE ENERGIA NO INTERVALO DE 1 ANO.....	81
4.2. ENERGIA MÉDIA REGENERADA PELO SISTEMA DE REGENERAÇÃO	82
5. CONCLUSÃO.....	88
REFERÊNCIAS	90
APÊNDICE A. CÓDIGO FONTE HYSDEL DO MODELO PARA O SISTEMA DE FRENAGEM DINÂMICA.....	94
APÊNDICE B. EXEMPLO DE CÓDIGO FONTE DO MATLAB PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FRENAGEM DINÂMICA	97
APÊNDICE C. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO NO MATLAB DO COMPRESSOR DE AR DO SISTEMA DE FREIO PNEUMÁTICO DA LOCOMOTIVA	104

APÊNDICE D. MODELO HYSDEL DO CONSUMO DO COMPRESSOR DE AR.	106
APÊNDICE E. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO NO MATLAB DO AR CONDICIONADO DA LOCOMOTIVA	108
APÊNDICE F. MODELO DESENVOLVIDO NO MATLAB DO CONSUMO DO AR CONDICIONADO DA LOCOMOTIVA	109
APÊNDICE G. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO NO MATLAB DO SOPRADOR DE AR DO ALTERNADOR PRINCIPAL	110
APÊNDICE H. MODELO HYSDEL PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE ENERGIA DO SOPRADOR DO ALTERNADOR PRINCIPAL	111

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Locomotiva BB40-9MW	27
Figura 2.2 - Diagrama elétrico simplificado de uma locomotiva diesel-elétrica.....	28
Figura 2.3 - Diagrama simplificado do sistema de propulsão da locomotiva BB40-9MW	29
Figura 2.4 - Ligação elétrica dos motores de tração e gerador principal de uma locomotiva diesel-elétrica no modo frenagem dinâmica	30
Figura 2.5 - Manípulos de freio dinâmico, acelerador e reversora da locomotiva	31
Figura 2.6 - Curva de esforço máximo de frenagem dinâmica típica de uma locomotiva com freio dinâmico convencional.....	32
Figura 2.7 - Comparação do esforço máximo de frenagem do freio dinâmico convencional com o freio dinâmico estendido em uma locomotiva GP38 (2000 hp)	33
Figura 2.8 - Curva do esforço máximo de frenagem dinâmica da locomotiva BB40-9MW para 4 níveis diferentes de aplicação de freio	33
Figura 2.9 - Curva da tensão sobre a resistência da grade de freio dinâmico em uma frenagem dinâmica.....	34
Figura 2.10 - Curva de tensão sobre a grade de freio dinâmico em uma locomotiva BB40-9MW no intervalo de 9 dias	34
Figura 2.11 - Formação do trem para transporte de minério de ferro com 84 vagões	37
Figura 2.12 - Formação do trem para transporte de minério de ferro com 168 vagões	37
Figura 2.13 - Formação do trem para transporte de minério de ferro com 252 vagões	37
Figura 2.14 - Diagrama do Autômato Híbrido Discreto e a conexão entre a Máquina de Estado Finita, Sistemas Afins Chaveados, Seletor de Modo e Gerador de Eventos	41
Figura 2.15 - Diagrama da máquina de estado para seleção da resistência de grade de freio dinâmico.....	43
Figura 3.1 - Diagrama do sistema de regeneração proposto.....	46
Figura 3.2 - Máquina de estado do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por baterias e supercapacitores.....	47
Figura 3.3 - Máquina de estado do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por supercapacitores.....	49
Figura 3.4 - Máquina de estado do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por baterias	49
Figura 3.5 - Comparação entre a curva do sensor de corrente do registrador de eventos com o amperímetro do teste de carga	52

Figura 3.6 - Energia dissipada nas resistências de freio dinâmico por 4 locomotivas BB40-9MW diferentes no intervalo de 9 dias	53
Figura 3.7 - Diagrama da máquina de estado finita para seleção da resistência da grade de freio dinâmico	54
Figura 3.8 - Potência máxima produzida em frenagem dinâmica e o valor da resistência de freio dinâmico de acordo com a velocidade	55
Figura 3.9 - Vista em 3 dimensões da potência máxima produzida em frenagem dinâmica com o valor da resistência de freio dinâmico	56
Figura 3.10 - Modelo no Simulink dos motores de tração em frenagem dinâmica.....	58
Figura 3.11 - Comparação entre a simulação do modelo desenvolvido no <i>Workspace</i> do Matlab com a simulação do modelo desenvolvido no Simulink	59
Figura 3.12 - Diagrama do sistema de freio pneumático utilizado nos trens da ferrovia em estudo	60
Figura 3.13 - Diagrama do sistema de freio pneumático dos vagões	60
Figura 3.14 - Diagrama do atuador de freio pneumático dos vagões	61
Figura 3.15 - Diagrama da máquina de estado do compressor de ar do sistema de freio	61
Figura 3.16 - Simulação do compressor de ar para um trem com 84 vagões e vazamento de 0,5 Psi/min	66
Figura 3.17 - Simulação do compressor de ar para um trem com 84 vagões, aplicação de freio de 7 Psi e vazamento de 0,5 Psi/min.....	67
Figura 3.18 - Simulação do compressor de ar para um trem com 84 vagões, aplicação de freio de 27 Psi e vazamento de 0,5 Psi/min.....	67
Figura 3.19 - Simulação do compressor de ar para um trem com 168 vagões, aplicação de freio de 27 Psi e vazamento de 0,5 Psi/min	68
Figura 3.20 - Diagrama da máquina de estado do ventilador do radiador da locomotiva.....	69
Figura 3.21 - Simulação do ventilador do radiador avaliando a potência demandada com temperatura ambiente de 30°C	71
Figura 3.22 - Simulação do ventilador do radiador avaliando a temperatura do motor a diesel e o estado do ventilador do radiador com a temperatura ambiente de 15°C	71
Figura 3.23 - Máquina de estado dos sopradores dos motores de tração	72
Figura 3.24 - Simulação do soprador dos motores de tração	73
Figura 3.25 - Máquina de estado do soprador do alternador	74
Figura 3.26 - Simulação do soprador do alternador principal com corrente de 380 A e tensão de 200 V	77

Figura 3.27 - Consumo do soprador do alternador principal com corrente de 380 A e tensão de 200 V.....	77
Figura 3.28 - Simulação do soprador do alternador principal para a potência máxima de saída do alternador	78
Figura 3.29 - Comparação da temperatura ambiente utilizando ar-condicionado convencional com o ar condicionado <i>inverter</i>	79
Figura 3.30 - Simulação do consumo do ar-condicionado	80
Figura 4.1 - Energia em GWh produzida em frenagem dinâmica por 95 locomotivas no intervalo de 1 ano.....	82
Figura 4.2 - Sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 12 baterias e 4 supercapacitores.....	83
Figura 4.3 - Sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 16 supercapacitores	84
Figura 4.4 - Sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 16 baterias	85
Figura 4.5 - Comparação da energia armazenada por cada acumulador	86
Figura 4.6 - Energia armazenada nos acumuladores de acordo com o tempo de frenagem.....	86
Figura 4.7 - Simulação do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 60 baterias	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Potência nominal do motor a diesel do locomotiva BB40-9MW para cada ponto de aceleração.....	38
Tabela 2.2 - Sugestão de utilização da técnica de modelagem para sistemas híbridos de acordo com a aplicação.....	40
Tabela 3.1 - Descrição dos estados discretos das máquinas de estados finitas para o sistema de regeneração	48
Tabela 3.2 - Comparação das características entre baterias e supercapacitores	50
Tabela 3.3 - Valores da resistência de freio dinâmico.....	53
Tabela 3.4 - Estados discretos da máquina de estado da grade de freio dinâmico.....	54
Tabela 3.5 - Estados discretos da máquina de estado finita do compressor de ar	61
Tabela 3.6 - Estados discretos da máquina de estado do ventilador do radiador	69
Tabela 3.7 - Descrição dos estados discretos da máquina de estado finita dos sopradores dos motores de tração	72
Tabela 3.8 - Descrição dos estados discretos da máquina de estado finita do soprador do alternador principal	74
Tabela 4.1 - Comparação da energia média regenerada de acordo com o acumulador	85
Tabela 4.2 - Comparação do custo e tempo para retorno do projeto de acordo com o acumulador.....	87
Tabela 5.1 - Código Hysdel do modelo de frenagem dinâmica da locomotiva BB40-9MW...	94
Tabela 5.2 - Código do Matlab para simulação do sistema de frenagem dinâmica	97
Tabela 5.3 - Código fonte da simulação do compressor de ar do sistema de freio da locomotiva no Matlab	104
Tabela 5.4 - Código Hysdel do modelo do compressor de ar da locomotiva.....	106
Tabela 5.5 - Código fonte do modelo do compressor de ar do sistema de freio da locomotiva no Matlab	108
Tabela 5.6 - Código fonte do modelo para cálculo do consumo do ar condicionado desenvolvido no Matlab.....	109
Tabela 5.7 - Código fonte para simulação do soprador de ar do alentador principal desenvolvido no Matlab.....	110
Tabela 5.8 - Código fonte do modelo para cálculo do consumo de energia do alternador principal desenvolvido no Hysdel.....	111

NOMECLATURA

Caracteres Latinos

Caracteres	Descrição	Unidade
A	Matriz	-
B	Matriz	-
c	Capacitância	F
C	Matriz	-
D	Matriz	-
E	Energia	J ou kWh
E	Vetor de restrição	-
f	Função	-
F	Fator	-
g	Vetor	-
I	Corrente	A
i	Seletor de modo	-
k	Indicador de amostragem	-
N	Quantidade	-
P	Potência	W
p	Pressão	Psi
R	Resistência	Ω
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
U	Vetor de entradas	-
u	Entrada	-
V	Tensão	V
v	Velocidade	km/h
V	Volume	L
X	Vetor de estado	-
x	Estado	-
y	Saída	-
z	Vetor de eventos reais	-

Caracteres Gregos

Caracteres	Descrição	Unidade
δ	Vetor de eventos discretos ou evento discreto	-
Δ	Variação	-
τ	Tempo	S

Caracteres Sobrescritos

Caracteres	Descrição
ne	Número de eventos

Caracteres Subscritos

Caracteres	Descrição
<i>a</i>	Ar
<i>AC</i>	Ar-condicionado
<i>AF</i>	Aplicação de freio
<i>AT</i>	Alternador de tração
<i>b</i>	Binário
<i>Bat</i>	Bateria
<i>Cap</i>	Capacitor
<i>D</i>	Desligado
<i>e</i>	Evento
<i>FD</i>	Freio Dinâmico
<i>i</i>	Entrada
<i>L</i>	Ligado
<i>Ld</i>	Litros de diesel
<i>lf</i>	Locomotivas da frota
<i>loc</i>	Locomotiva
<i>Max</i>	Máximo
<i>MD</i>	Motor a diesel
<i>Min</i>	Mínimo
<i>MT</i>	Motor de tração
<i>o</i>	Saída
<i>PAR</i>	Pressão alta no reservatório
<i>PBR</i>	Pressão baixa no reservatório
<i>R</i>	Resistência
<i>r</i>	Radiador
<i>RA</i>	Reservatório auxiliar
<i>RP</i>	Reservatório principal
<i>Sop</i>	Soprador
<i>spr</i>	Soprador
<i>tt</i>	Tempo total
<i>Vag</i>	Vagão
<i>vf</i>	Viagem da frota

Siglas

Caracteres	Descrição
<i>af</i>	Aplicação de Freio
<i>ANTT</i>	Agência Nacional de Transporte Terrestre
<i>CC</i>	Corrente Contínua
<i>DHA</i>	<i>Discrete Hybrid Automata</i>
<i>EBV</i>	<i>Electronic Brake Valve</i>
<i>EG</i>	<i>Event generator</i>
<i>ELC</i>	<i>Extended linear complementarity</i>
<i>EMD</i>	<i>Electro Motive Division</i>
<i>EXC</i>	Excitatriz
<i>FRA</i>	<i>Federal Railroad Administration</i>
<i>FSM</i>	<i>Finite State Machine</i>
<i>GA</i>	Gerador Auxiliar
<i>GE</i>	<i>General Electric</i>

Caracteres	Descrição
GM	<i>General Motors</i>
GP	Gerador Principal
HA	<i>Hybrid Automata</i>
LC	<i>Linear Complementarity</i>
MLD	<i>Mixed Logical Dynamical</i>
MMPS	<i>Max-Min-Plus-Scaling</i>
MS	<i>Mode Selector</i>
MT	Motor de Tração
P	Proporcional
PI	Proporcional Integral
PID	Proporcional Integral Derivativo
PWA	<i>Piecewise Affine</i>
SAS	<i>Switched Affine Systems</i>
TKU	Toneladas por Quilômetro Útil

1. INTRODUÇÃO

O transporte ferroviário é um dos meios mais eficiente, econômico e seguro para mercadorias e pessoas. Segundo a ANTT (2018), este meio de transporte:

[...] caracteriza-se, especialmente, por sua capacidade de transportar grandes volumes, com elevada eficiência energética, principalmente em casos de deslocamentos a médias e grandes distâncias. Apresenta, ainda, maior segurança, em relação ao modal rodoviário, com menor índice de acidentes e menor incidência de furtos e roubos.

No Brasil, em 2017,

[...] a produção ferroviária atingiu 375 bilhões de TKU (toneladas por quilômetro útil), o que significa um aumento de mais de 170% desde o início das concessões¹. Com isso, naquele ano² o setor alcançou o maior valor da sua série histórica, com uma média anual de crescimento de 5,16% (ANTT, 2019).

Nas ferrovias de carga pesada, conhecidas como ferrovias *heavy haul*, como as utilizadas no Brasil, as locomotivas diesel-elétricas são as mais utilizadas, onde seu sistema de tração é totalmente elétrico. Nestas locomotivas, um motor a diesel fornece energia cinética para um gerador elétrico, que fornece energia elétrica para os motores de tração. Utiliza-se normalmente locomotivas com potência na ordem de 3000 a 4000 hp.

Devido ao tipo de mercadoria transportada e a potência das locomotivas utilizadas, o consumo de combustível para tal transporte tende a ser elevado, pois o consumo é diretamente proporcional ao peso da mercadoria transportada e da distância percorrida. Uma das variáveis mais importantes para análise do custo operacional de uma ferrovia, principalmente nas ferrovias do tipo *heavy haul* é o consumo de combustível (litros/Tonelada por Quilômetro Útil - TKU), onde o consumo está diretamente ligado à despesa operacional da ferrovia. Trabalhos como o de Cabral (2017), Figueiredo (2015), Dutra (2014), Dutra e Melo (2014), são exemplos de estudos para melhoria da eficiência energética nas ferrovias.

Segundo a empresa MRS Logística S.A. (2019),

a eficiência energética tem recebido um acompanhamento constante nas atividades da empresa, já que o diesel representa uma das principais despesas da MRS. De janeiro a

¹ Lei de concessão de serviços públicos assinada em 1995.

² Ano de 2017.

maio deste ano, o indicador foi de 2,476 L/kTKB (cálculo da quantidade de litros de diesel usados no transporte de mil toneladas brutas em 1 Km [sic]), 1,3% inferior ao registrado no mesmo período do ano passado: 2,508 L/kTKB.

Devido ao elevado custo com combustível e os impactos ambientais assumirem cada vez mais importância, aumenta-se cada vez mais a necessidade de melhorar a eficiência energética e a redução das emissões (PAINTER, 2004). O aumento da eficiência energética das locomotivas diesel-elétrica reduz o consumo de diesel, reduzindo a emissão de CO₂, melhorando a qualidade do ar nas comunidades próximas à ferrovia, além de reduzir o gasto operacional da ferrovia.

Segundo Waltrich (2013), “por causa do aquecimento global e da poluição local em áreas densamente povoadas, os governos incentivam o desenvolvimento e a pesquisa sobre o uso de veículos mais limpos. Esses veículos mais limpos devem maximizar o uso eficaz da energia dos recursos naturais”.

Uma das possibilidades para melhoria da eficiência energética nas ferrovias é regenerar a energia de frenagem. A eficiência energética nas locomotivas diesel-elétricas é um fator importante, mas, ao contrário das locomotivas exclusivamente elétricas, as opções para regeneração da energia produzida pelas frenagens são limitadas (BOORA et al., 2007). A energia produzida pelos motores de tração em frenagem pode ser reaproveitada para alimentar outras cargas, tais como o próprio sistema de tração ou o circuito auxiliar. “Nas locomotivas diesel-elétricas, a não regeneração da energia de frenagem dinâmica reduz a eficiência das locomotivas de 10 a 20%” (AGENJOS et al., 2009, tradução nossa).

Nessas locomotivas, utilizam-se dois tipos de freios: freio pneumático e freio elétrico. O freio pneumático é acionado por ar comprimido ou vácuo. É usado para parar o trem completamente em operações normais e para regular a velocidade correta do trem nos declives ao longo da ferrovia. Também é utilizado para parar o trem rapidamente no caso de uma emergência. O freio elétrico, conhecido como freio dinâmico, é o segundo tipo de freio da locomotiva. Nesse freio são utilizados os motores de tração como geradores e a energia da frenagem é controlada e dissipada sobre um banco de resistências dedicadas (MARKGRAFF e KOCK, 2015). O freio dinâmico é utilizado para comprimir o trem nos declives e para controle do esforço de frenagem, pois ao contrário do freio pneumático, é possível a variação de intensidade durante toda a frenagem. No freio pneumático, por limitação técnica das válvulas de freio, só é possível aumentar a intensidade ou aliviar completamente o freio, não permitindo a redução gradual do nível de frenagem.

Um dos primeiros estudos sobre regeneração da energia de frenagem dinâmica em locomotivas diesel-elétricas foi realizado por Lawson e Cook (1979), que mostrou viável a regeneração de energia utilizando catenárias para envio da energia regenerada para subestações próximas. Porém, apenas nos últimos anos observa-se um aumento significativo de trabalhos acadêmicos sobre reaproveitamento dessa energia. No trabalho de Shukla, Burse e Shrivastava (2012) propôs a modelagem dos motores de tração de uma locomotiva de pequeno porte WDM2 como geradores e um banco de supercapacitores, permitindo avaliar o melhor dimensionamento dos conversores e bancos. Contudo, neste trabalho foi utilizado um protótipo em uma locomotiva e os resultados obtidos são apresentados de forma superficial, não apresentando os resultados para diferentes tipos de frenagens e os resultados obtidos com as demais configurações de acumuladores.

No estudo de Ciccarelli (2014) para trens elétricos urbanos, utilizou-se catenárias em conjunto com baterias para reaproveitamento da energia de frenagem dinâmica. A energia regenerada é enviada para subestações próximas à ferrovia e, como no trabalho de Lawson e Cook (1979), ou armazenada em acumuladores para utilização *a posteriori* nos próprios motores de tração.

Há também estudos para melhoria da eficiência energética avaliando outras possibilidades de regeneração, como o trabalho de Fairbanks, Maronde e Kruiswyk (2010) para reaproveitamento do calor residual do motor a diesel para geração de energia elétrica, e o trabalho apresentado por Zucchi (2012) sobre o aproveitamento da energia térmica dos gases do sistema de exaustão. Estes estudos buscam melhorar a eficiência energética das locomotivas diesel-elétricas com a utilização de geradores termoelétricos.

De acordo com Dutra e Melo (2014),

o gerador termoelétrico, ao contrário dos geradores elétricos comuns, não utiliza diretamente combustível para gerar energia. Na verdade, aproveita a energia térmica que seria perdida em um motor de combustão interna ou em uma fornalha. Dessa forma, é possível reaproveitar a energia que estaria sendo desperdiçada.

Filippone (2014, tradução nossa) diz que,

motores a combustão interna normalmente convertem apenas um terço da energia potencial do combustível em energia útil, e boa parte da energia é perdida como energia térmica. Aproximadamente metade da energia térmica é liberada para a atmosfera (desperdiçada) por meio dos gases de exaustão.

Moraes e Brockveld Junior (2019) propôs um sistema de regeneração de energia de frenagem dinâmica utilizando conversores em conjunto com baterias e supercapacitores. Neste trabalho, é proposto a regeneração da energia de frenagem e utilização posteriormente para alimentar o circuito auxiliar da locomotiva, sendo o circuito de baixa potência. Concluiu-se no trabalho que é possível a regeneração da energia de frenagem dinâmica. Contudo, não foi realizado nenhum estudo sobre a eficiência do sistema proposto e muito menos avaliou-se a melhor configuração dos acumuladores para o sistema.

Para definição do acumulador mais adequado para sistemas de frenagens regenerativas, deve-se avaliar uma série de parâmetros, tais como volume, capacidade de armazenamento, taxa de armazenamento, quantidade de ciclos, vida útil, temperatura de trabalho, custo, etc. A escolha do acumulador avaliando apenas a variável custo pode significar em muitos dos casos a necessidade de grandes volumes para armazenamento.

O melhor acumulador obtido neste trabalho é para um modelo específico de locomotiva e, para utilização em uma ferrovia específica. A alteração do modelo da locomotiva ou local a ser utilizado pode resultar na alteração da configuração do acumulador para obtenção do melhor resultado de regeneração. No trabalho, considerou-se a utilização do sistema de regeneração em locomotivas BB40-9MW. A mudança, por exemplo, para a locomotiva BB36-7M pode alterar a configuração do melhor acumulador, pois normalmente estas locomotivas são utilizadas em trens para transporte de carga geral³, cujo comportamento dinâmico é diferente dos trens para transporte de minério de ferro. Portanto, para tal mudança, é necessário a modelagem dos dispositivos da nova locomotiva e simulação com os dados reais dessa nova frota.

Devido às diferenças operacionais e dinâmicas entre os trens urbanos/metrô com relação aos trens de transporte de carga, a diferença de complexidade dos estudos e os resultados obtidos tendem a ser muito diferentes. As frenagens de trens urbanos/metrô ocorrem normalmente em regiões planas e retas, onde as variáveis tamanho e peso do trem são praticamente as únicas variáveis que são alteradas. Portanto, as frenagens de tais trens tendem a ter a curva de esforço de frenagem similar para todas as frenagens, alterando o período de aplicação de freio e a amplitude conforme altera-se o tamanho ou o peso do trem.

³ Trens de carga geral são utilizados para transporte de contêiner, pedras, toras de eucaliptos e, bobinas de ferro. Normalmente são trens mais leves que os trens de minério de ferro.

Em trens de transporte de carga, a frenagem é utilizada para controlar a velocidade nos declives e, também para parar o trem. O esforço de frenagem depende do peso, tamanho do trem, perfil topográfico da via, posição da locomotiva na composição, raio das curvas, superelevação da via⁴, entre outras variáveis. Portanto, não há um padrão de esforço de frenagem para esses trens, tornando o estudo sobre frenagem regenerativa desses trens mais amplo e complexo.

Os trens em ferrovias cujo perfil topográfico é mais plano tendem a utilizar menos os freios que os trens de uma ferrovia com perfil mais acidentado. Portanto, a alteração das características da ferrovia interfere diretamente na escolha do melhor acumulador a ser utilizado.

Devido à complexidade do sistema de regeneração de energia de frenagem de uma locomotiva, número elevado de variáveis contínuas e discretas e, interação entre estas variáveis, recomenda-se, portanto, a utilização de sistemas híbridos nos modelos. Segundo Lv et al. (2015), sistemas de regeneração de energia de frenagem em veículos elétricos possuem características semelhantes ao Autômato Híbrido Discreto (DHA – *Discrete Hybrid Automata*), observando-se que a dinâmica da energia elétrica armazenada e do consumo de energia do veículo depende se o mesmo estiver freando ou não. Quando o veículo está em frenagem, os motores funcionam como gerador elétrico, alimentando os acumuladores. Quando o veículo acelera, os acumuladores se descarregam alimentando os circuitos elétricos do veículo.

No presente trabalho, modelou-se os componentes da locomotiva utilizando os dados fornecidos pelo fabricante e, dados levantados em campo. Na revisão bibliográfica, o autor não encontrou nenhum trabalho com modelagem de um sistema de regeneração de energia de frenagem para locomotivas diesel-elétricas utilizando dados reais de viagens. Nos trabalhos encontrados, todos foram desenvolvidos considerando dados não tratados ou valores médios, como o realizado por Painter (2004), ou resultados de um modelo prático utilizando um protótipo, como o realizado por Markgraff e Kock (2015). Observou-se que nos trabalhos práticos que não é verificado se a solução adotada para armazenamento de energia é a melhor solução, sendo apenas apresentado os resultados obtidos com a solução utilizada.

Nos trabalhos sobre metrô e trens urbanos, como o realizado por Ciccarelli (2014), modelou-se a energia produzida pelos motores em uma frenagem com transmissão via catenárias e/ou armazenamento em acumuladores, mas a semelhança entre as frenagens e a utilização no próprio

⁴ Elevação do trilho externo em uma curva para redução do desconforto gerado pela mudança de direção, diminuição dos desgastes e redução do risco de tombamento devido à força centrífuga.

sistema de tração tendem a tornar estes modelos mais simples, pois é necessário a análise apenas de uma curva de frenagem e, toda a energia é armazenada ou transmitida via catenária para subestações.

Cabe mencionar que os resultados obtidos nesta dissertação foram apresentados no Congresso Brasileiro de Automática de 2020.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo geral

O objetivo geral desta dissertação é a modelagem e simulação de um sistema de regeneração da energia produzida em frenagem dinâmica em locomotivas diesel-elétricas por meio de modelos híbridos.

1.1.2. Objetivo específico

A seguir são enumerados os principais objetivos específicos da dissertação:

1. Analisar os dados de viagem das locomotivas BB40-9MW e obter as características das frenagens dinâmicas;
2. Modelar os componentes da locomotiva;
3. Modelar os acumuladores;
4. Simular os modelos de regeneração obtidos usando o Hysdel e comparar a eficiência de cada modelo;
5. Propor acumuladores de energia;
6. Calcular a quantidade de litros de diesel que podem ser economizados com frenagem regenerativa.

1.2. CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO

A seguir são enumeradas as principais contribuições do trabalho:

1. Desenvolvimento de modelos híbridos que podem ser adaptados para utilização em outras aplicações;
2. Equacionamento da variação de pressão do reservatório principal de ar;
3. Levantamento da quantidade de energia produzida em frenagem dinâmica por locomotiva no intervalo de 1 ano;
4. Levantado em campo das características dos componentes não descritos nos manuais da locomotiva;
5. Identificação de erro na leitura do sensor de corrente do registrador de eventos e desenvolvimento de uma equação para correção do valor.

1.3. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Para facilitar a compreensão deste trabalho, a dissertação é dividida em cinco partes. No primeiro capítulo, são apresentadas a revisão bibliográfica e os objetivos desta dissertação. No segundo capítulo é realizada uma explanação do referencial teórico necessário para o entendimento desta dissertação, ou seja, os conceitos sobre locomotivas, com foco nas locomotivas do tipo diesel-elétricas, diferenciando os tipos de formações dos trens utilizados na ferrovia estudada. Além disso, define-se o conceito de sistemas híbridos. Realiza-se a comparação entre os sistemas híbrido e os sistemas de controle tradicionais. Compara-se as subclasses dos sistemas híbridos, avaliando suas características e utilizações. No terceiro capítulo é realizada uma análise dos dados armazenados no registrador de eventos das locomotivas, calculando a energia média produzida pelos motores de tração em frenagem dinâmica no intervalo de 1 ano e a quantidade de litros de diesel que poderiam ser economizados com um sistema de regeneração de energia. Nesta unidade, também é apresentada a modelagem dos motores de tração e das principais cargas alimentadas pelo circuito auxiliar usando modelos híbridos, além dos acumuladores de energia. No capítulo 4 são simulados os modelos para um sistema de regeneração de energia de frenagem, alterando o acumulador e avaliando o resultado obtido para cada um deles. É avaliado o custo

para instalação do projeto e verificado o tempo para retorno do investimento. Também é simulado o modelo com o acumulador que obteve o melhor resultado, alterando a quantidade de acumuladores para a maior quantidade possível, considerando a limitação de espaço da locomotiva.

No último capítulo desta dissertação realiza-se a avaliação dos resultados obtidos, apresentando os ganhos e, os problemas observados durante o desenvolvimento. Por fim, realiza-se sugestões para possíveis melhorias como planos futuros, além das considerações finais.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo realiza-se uma explanação teórica sobre locomotivas e uma apresentação breve sobre os conceitos de sistemas híbridos, apresentando a ferramenta de modelagem híbrida Hysdel para Matlab. A compreensão deste capítulo é de extrema importância para entendimento do funcionamento de uma locomotiva diesel-elétrica, principalmente para avaliação da possibilidade de regeneração da energia de frenagem.

Sistemas de regeneração de energia de frenagem em veículos elétricos possuem características semelhantes ao Autômato Híbrido Discreto, observando-se que a dinâmica da energia elétrica armazenada e do consumo de energia do veículo dependem se ele está freando ou não (LV et al., 2015). Quando o veículo está freando, os motores de tração funcionam como gerador elétrico, alimentando os acumuladores e quando o veículo acelera, os acumuladores se descarregam alimentando os circuitos elétricos do veículo.

Os conceitos apresentados neste capítulo serão utilizados no Capítulo 3, nas simulações do Capítulo 4 e nos modelos apresentados nos Apêndices. Portanto, sua compreensão é necessária para compreensão do restante do trabalho.

2.1. LOCOMOTIVAS

No transporte ferroviário existem particularidades específicas de cada ferrovia que direcionam para utilização de um tipo específico de locomotiva, podendo ser:

- Locomotiva a diesel;
- Locomotiva elétrica;
- Locomotiva diesel-hidráulica;
- Locomotiva diesel-elétrica.

As locomotivas a diesel foram as primeiras locomotivas que surgiram no mercado. Hoje, são utilizadas em trens com pequeno peso, pois normalmente não possui controle de aderência, ou quando existente, é de baixa eficiência devido à inércia mecânica do motor a diesel. O controle inadequado da aderência não impede os danos provocados nos trilhos e rodeiros da locomotiva

devido a patinação dos rodelos, sendo inviável sua utilização em trens maiores, com maior peso e maior resistência à circulação.

Já as locomotivas elétricas são as que estão com maior crescimento de utilização atualmente, pois apresentam menor custo operacional com combustível, além de não emitir carbono para atmosfera, exigência cada vez maior, principalmente nos países desenvolvidos. Entretanto, para a sua utilização é necessário um investimento inicial maior na ferrovia, pois é necessário a eletrificação da ferrovia com subestações e catenárias.

As locomotivas diesel-hidráulicas são amplamente utilizadas em países como Alemanha e Finlândia e, tendem a apresentar rendimento melhor que as diesel-elétricas, contudo, tende a ter a manutenção mais complexa que as demais locomotivas. No Brasil, foram utilizadas principalmente entre as décadas de 60 e 80, mais devido aos problemas com manutenção e com o controle de aderência, acabaram sendo substituídas por locomotivas diesel-elétricas.

No Brasil, as diesel-elétricas são as mais utilizadas devido ao controle mais eficiente de aderência, onde realiza-se o controle na malha elétrica, sendo e0073ta mais rápida que o mecânico, além da facilidade na manutenção e, não necessitar da eletrificação da ferrovia. Contudo, possui rendimento menor que as locomotivas elétricas e diesel-hidráulicas, utiliza combustíveis fósseis como fonte primária de energia, emitindo carbono para atmosfera e, prejudica a qualidade do ar nas proximidades da ferrovia.

Esta dissertação delimita-se no estudo das locomotivas diesel-elétricas BB40-9WM, fabricadas pela General Electric (GE), em uma ferrovia brasileira específica. O nome de uma locomotiva identifica suas principais características. As letras “BB” indicam o tipo de truque (conjunto de rodelos) utilizado, sendo do tipo duplo B, onde B representa 2 rodelos por truque e a duplicidade forma um truque móvel com 4 rodelos. O número 40 representa a potência útil de 4000 hp e, o número 9 indica que esta é da nona geração. W informa que a cabine é do tipo larga (*wide cab*) e M indica que a bitola⁵ da ferrovia é de 1 metro.

⁵ Distância medida entre as faces interiores das cabeças dos dois trilhos.

Apresenta-se na Figura 2.1 uma fotografia de uma locomotiva BB40-9MW em uma ferrovia brasileira.

Figura 2.1 - Locomotiva BB40-9MW



Fonte: Martins (2017)

Utiliza-se na locomotiva BB40-9MW o motor a diesel 7FDL16, turbo alimentado e com injeção eletrônica, formado por 16 cilindros dispostos em V, ciclo de 4 tempos e potência bruta de 4150 hp, sendo a potência efetiva de 3990 hp. Utiliza-se o alternador principal modelo 5GMG197A1, com tensão de operação de 1290 V e corrente máxima de 8200 A. São utilizados 8 motores de tração de corrente contínua (CC) modelo 761ANR5, com tensão e corrente máxima de operação contínua de 1290 V e 705 A, respectivamente.

2.1.1. Locomotiva diesel-elétrica

Nas locomotivas diesel-elétricas, o motor a diesel transforma a energia química contida no óleo em energia mecânica. De acordo com Travenzoli (2017), “[...] tal motor é acoplado mecanicamente ao gerador principal, que alimenta o circuito de alta tensão, circuito este formado pelos motores de tração elétricos, utilizados para acionar os rodeiros (eixos) da locomotiva”. São utilizados três geradores ou alternadores elétricos:

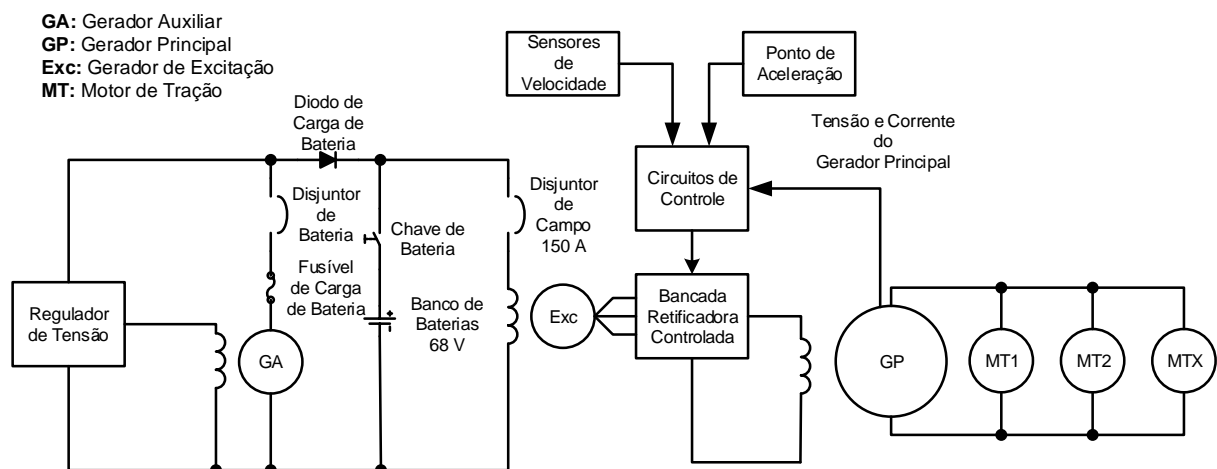
- Gerador auxiliar;
- Gerador de excitação;
- Gerador principal/alternador de tração.

Segundo Brina (1988), “o gerador auxiliar tem a finalidade de fornecer energia para alimentar o circuito auxiliar de controle, os circuitos de iluminação, todos os circuitos de comando, além de carregar as baterias”.

Utiliza-se o gerador de excitação ou excitatriz para alimentar o campo do gerador principal. Algumas locomotivas utilizam um alternador como excitatriz, onde a saída retificada e controlada por meio de uma bancada de retificadores controlados, comandados pelo computador de controle de excitação.

Já o gerador principal tem a finalidade de fornecer energia para alimentar os motores de tração, sendo estes motores ligados em paralelo à saída do gerador. Para cada par de rodas, também conhecidas como rodeiro, há um motor de tração elétrico acoplado. No Brasil, são utilizadas locomotivas com 4, 6 ou 8 motores de tração e, na BB40-9MW são utilizados 8 motores de tração. Representa-se de forma simplificada na Figura 2.2 o sistema elétrico de uma locomotiva diesel-elétrica.

Figura 2.2 - Diagrama elétrico simplificado de uma locomotiva diesel-elétrica



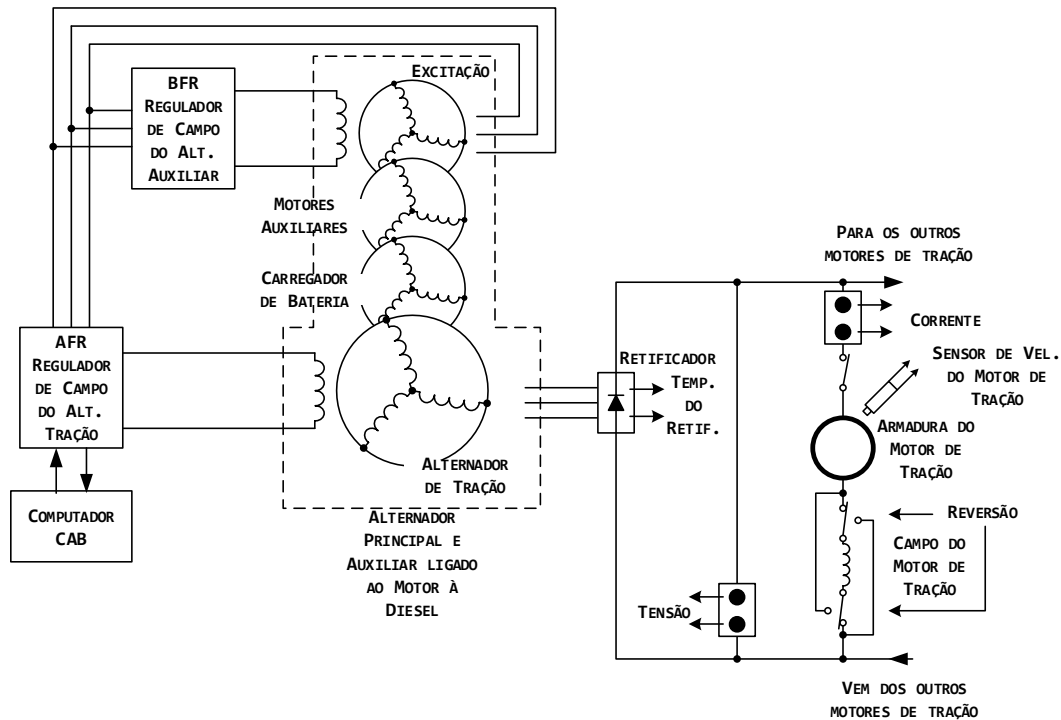
Fonte: Elaboração própria

Na Figura 2.2, o regulador de tensão controla a corrente de campo do gerador auxiliar, mantendo a tensão de saída deste gerador fixa em 74 V. O diodo de carga de bateria impede o fluxo reverso de corrente da bateria para o gerador auxiliar. O circuito auxiliar é utilizado para alimentar todo o circuito de baixa potência, além do campo do alternador de excitação. A saída do alterador de excitação é controlada e retificada por tiristores, alimentando o campo do gerador principal, que por sua vez alimenta os motores de tração.

A escolha da locomotiva BB40-9MW para este trabalho é devido a este modelo ser a maior frota, ser a mais nova e, de maior potência da ferrovia em estudo. Nestas, o gerador auxiliar, a excitatriz

e, o alternador de tração são montados em um único conjunto, mas o princípio de funcionamento é similar às demais locomotivas diesel-elétricas existentes no mercado. Representa-se de forma simplificada na Figura 2.3 o diagrama elétrico da BB40-9MW. Neste diagrama, é representado apenas um dos oito motores de tração existentes.

Figura 2.3 - Diagrama simplificado do sistema de propulsão da locomotiva BB40-9MW



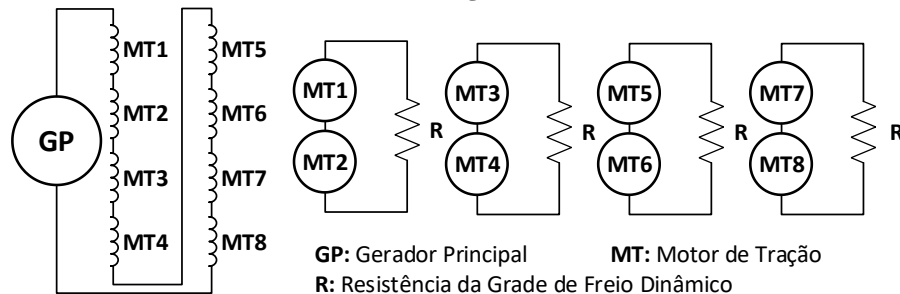
Fonte: GE (2008, tradução nossa)

Todo o sistema de controle é realizado em malha fechada, tais como o controle da tensão, corrente e, potência de saída do alternador de tração. Neste controle, compara-se os valores de saída medidos pelos sensores com os valores de referência existentes no próprio computador de excitação. Estas referências são definidas por meio dos limites de operação, do ponto de potência selecionado pelo maquinista, da curva de transição entre os pontos de aceleração, da temperatura dos componentes, entre outros parâmetros. Com base nessas informações, o computador atua sobre o Regulador de Campo do Alternador de Tração (AFR), controlando a potência de saída do alternador.

Nas frenagens dinâmicas, alteram-se as ligações de modo que os campos dos motores de tração são todos ligados em série, sendo alimentados diretamente pelo gerador principal. As armaduras dos motores de tração são agrupadas em pares e, estes pares são ligados em série, formando quatro pares de armaduras ligadas em série. Estas armaduras alimentam um conjunto de resistores na grade de freio dinâmico, conforme apresenta-se no diagrama simplificado da

Figura 2.4. Para simplificação do diagrama, não foram representados os contatores de seleção da resistência da grade de freio dinâmico e, os contatores que alteram o modo de operação entre tração e frenagem dinâmica. Neste diagrama, MT1, MT2, MT3, MT4, MT5, MT6, MT7 e MT8 corresponde aos motores de tração, GP ao Gerador Principal e R às resistências da grade de freio dinâmico.

Figura 2.4 - Ligação elétrica dos motores de tração e gerador principal de uma locomotiva diesel-elétrica no modo frenagem dinâmica



Fonte: Elaboração própria

Segundo o fabricante de locomotivas GE (2008, tradução nossa), “o sistema de frenagem dinâmica opera para controlar a velocidade do trem em declives e reduzir a velocidade do trem até parar. Para isso, é convertida a energia cinética do trem (velocidade) em energia elétrica”, sendo esta energia dissipada nas resistências da grade de freio dinâmico na forma de calor, por efeito Joule.

O maquinista altera a potência da frenagem dinâmica alterando a posição do potenciômetro de controle de frenagem. Segundo GE (2008, tradução nossa),

o potenciômetro de controle de frenagem, localizado no controlador mestre, converte a posição do manípulo em um sinal elétrico, sendo utilizado para estabelecer o nível desejado de freio dinâmica. A força de frenagem dinâmica é selecionada movimentando-se o manípulo de freio dinâmico entre as posições MÍNIMA e MÁXIMA.

Nas frenagens, a alteração da potência produzida pelo alternador de tração é realizada pelo computador de controle de excitação, avaliando a posição do potenciômetro de frenagem e alterando a corrente de campo dos motores de tração, que por sua vez altera a potência produzida na frenagem. Apresenta-se na Figura 2.5 o manípulo de acionamento do potenciômetro de freio

dinâmico, do acelerador e da reversora. O manípulo do freio dinâmico é a alavanca localizada na parte superior desta figura.

Figura 2.5 - Manípulos de freio dinâmico, acelerador e reversora da locomotiva



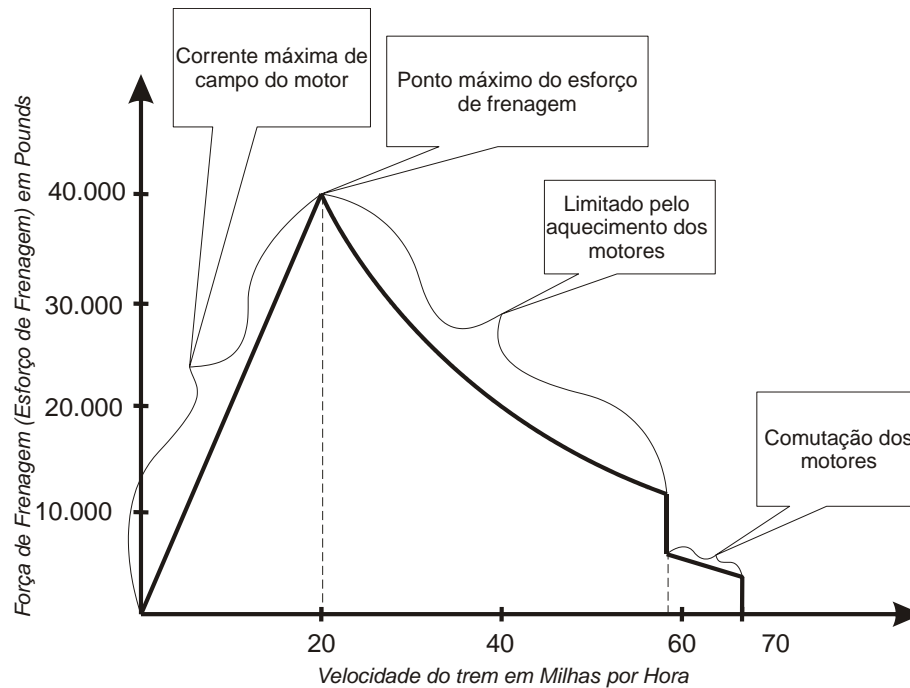
Fonte: Elaboração própria

Nas frenagens dinâmicas, o sistema de controle de excitação da locomotiva monitora os sensores de corrente dos motores de tração, garantindo que a corrente sobre os resistores da grade de freio dinâmico esteja condizente ao valor selecionado no potenciômetro de controle de frenagem. Os limites de esforço máximo de frenagem dinâmica de uma locomotiva são definidos pela corrente de campo dos motores de tração, pela corrente de armadura dos motores de tração e, da grade de freio dinâmico.

No freio dinâmico convencional, a resistência da grade de freio dinâmico é fixa. Apresenta-se na Figura 2.6 a curva de esforço máximo de frenagem em uma locomotiva com freio dinâmico convencional, composta por três curvas. A primeira curva ocorre entre 0 e 20 mph. Nesta, o esforço máximo de frenagem é limitado pela corrente máxima de campo dos motores de tração. A segunda curva ocorre entre 20 e 57 mph, onde o esforço máximo de frenagem é limitado pela

corrente na armadura dos motores de tração. A terceira curva é limitada pela corrente nos comutadores dos motores de tração.

Figura 2.6 - Curva de esforço máximo de frenagem dinâmica típica de uma locomotiva com freio dinâmico convencional



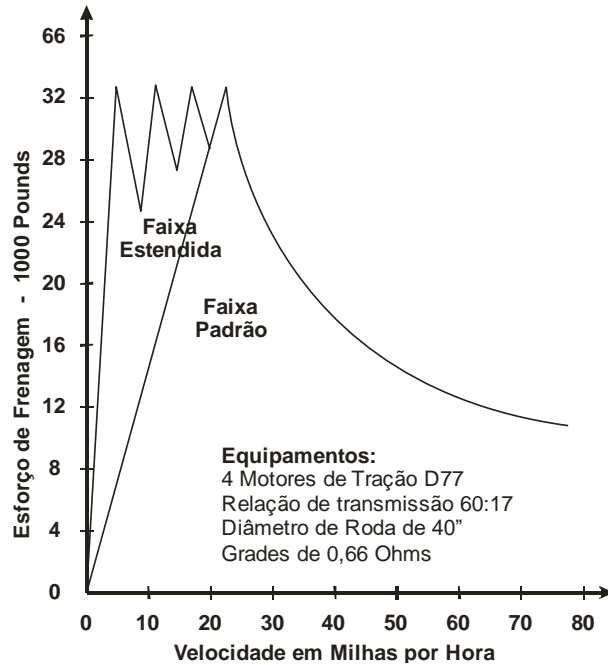
Fonte: Painter (2004, tradução nossa)

Algumas locomotivas diesel-elétricas possuem o freio dinâmico do tipo estendido. No freio dinâmico estendido, o valor da resistência da grade de freio dinâmico é alterado conforme a velocidade da locomotiva.

Apresenta-se na Figura 2.7 a comparação do esforço máximo de frenagem dinâmica de uma locomotiva GM GP38 com freio dinâmico estendido em relação ao freio dinâmico convencional. Nesta figura, o freio dinâmico estendido possui quatro picos de esforço máximo de frenagem, possuindo, portanto, quatro valores diferentes de resistência da grade de freio dinâmico. Nas locomotivas com freio dinâmico estendido, a faixa com o esforço máximo de frenagem é maior.

Portanto, são obtidos valores maiores de esforço máximo de frenagem para diferentes velocidades.

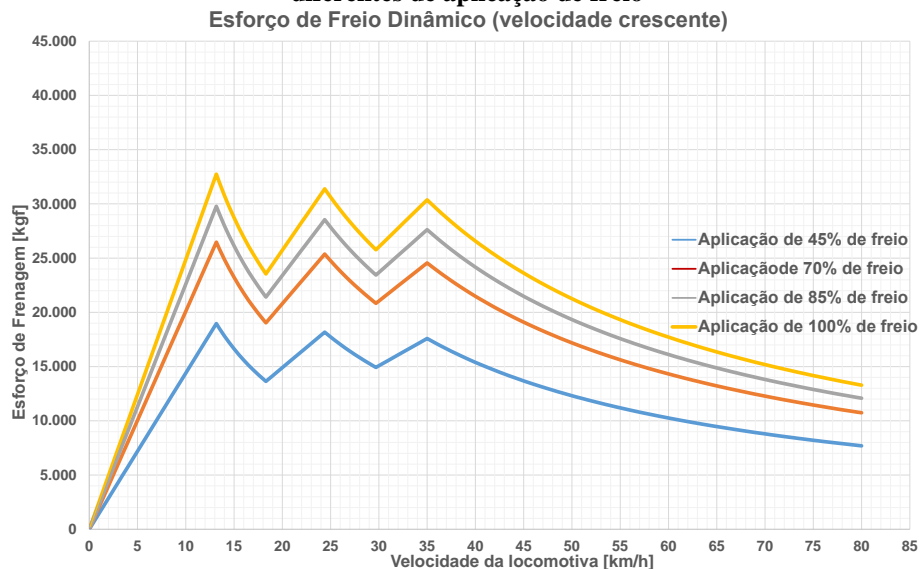
Figura 2.7 - Comparação do esforço máximo de frenagem do freio dinâmico convencional com o freio dinâmico estendido em uma locomotiva GP38 (2000 hp)



Fonte: Transportation Safety Board of Canada (2018, tradução nossa)

Nas locomotivas estudadas neste trabalho, o freio dinâmico instalado é do tipo estendido com três valores diferentes, sendo os valores de $0,7 \Omega$, $1,4 \Omega$ e $2,1 \Omega$. Portanto, estas locomotivas possuem três pontos/região com máximo esforço de frenagem, sendo representados tais valores na Figura 2.8.

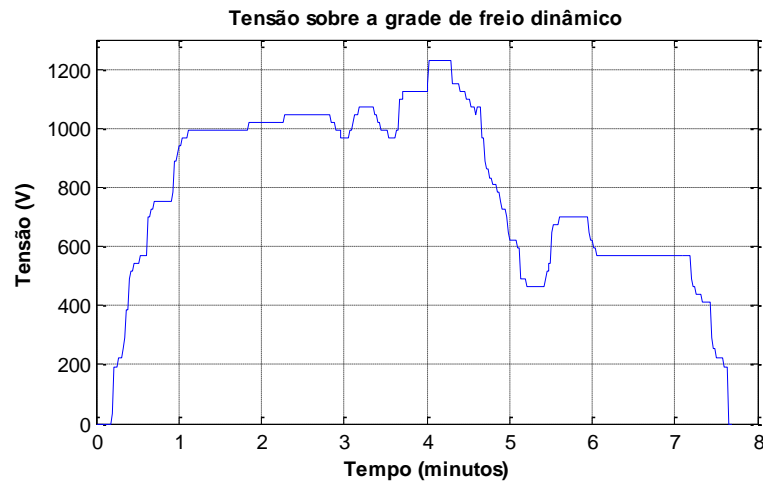
Figura 2.8 - Curva do esforço máximo de frenagem dinâmica da locomotiva BB40-9MW para 4 níveis diferentes de aplicação de freio



Fonte: Borba (2018)

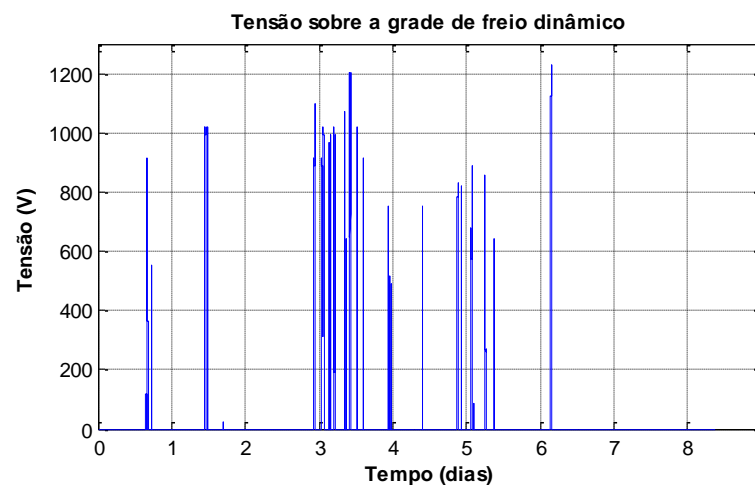
O esforço máximo de frenagem depende da tensão e da corrente produzida pelos motores de tração. Apresenta-se na Figura 2.9 a curva da tensão sobre a grade de freio dinâmico em uma frenagem. A faixa de tensão aplicada sobre a grade de freio dinâmico nesta frenagem foi entre 0 e 1230 V.

Figura 2.9 - Curva da tensão sobre a resistência da grade de freio dinâmico em uma frenagem dinâmica



A análise de apenas uma única amostra de frenagem não possibilita a obtenção de algumas informações importantes sobre as frenagens dinâmicas, tais como o tempo médio de frenagem, porcentagem do tempo de frenagem com relação ao tempo total da viagem, intervalos entre frenagens, média da energia produzida por frenagem, potência máxima produzida, entre outras informações. Apresenta-se na Figura 2.10 a curva da tensão aplicada sobre a grade de freio dinâmico em uma locomotiva no intervalo aproximado de 9 dias.

Figura 2.10 - Curva de tensão sobre a grade de freio dinâmico em uma locomotiva BB40-9MW no intervalo de 9 dias



Na Figura 2.10, após a metade do 6 dia não houve nenhuma aplicação de freio dinâmico, observou-se situações parecidas nos registros de viagens de outras locomotivas. Em alguns registros constavam que a locomotiva estava completamente parada, provavelmente em manutenção em uma das oficinas para reparo. Em outros casos, observou-se grande oscilação de velocidade em curto intervalo de tempo, mas com velocidade máxima sempre abaixo de 30 km/h, indicando que estas locomotivas estavam provavelmente sendo utilizadas em algum pátio ferroviário. Nos pátios, as locomotivas são utilizadas para movimentação de pequenos lotes de vagões, sua velocidade máxima é limitada à 30 km/h, não sendo possível à utilização do freio dinâmico devido à baixa velocidade e, tempo necessário para aplicação de freio.

Observou-se em algumas amostras que a locomotiva estava em operação, mas sem aplicação de freio dinâmico em um intervalo grande de tempo. Normalmente ocorre esta situação quando a locomotiva está sendo utilizada em um trem com sentido de circulação subindo a serra. Na ferrovia em estudo, utiliza-se mais o freio dinâmico em um dos sentidos de circulação, sendo o sentido onde o trem está descendo a serra, onde os trens estão carregados com minério de ferro. Para o sentido de aclive, ou seja, subindo a serra, os trens viajam descarregados ou transportando carvão mineral, portanto, sentido onde os trens são mais leves e com poucas aplicações de freio dinâmico, devido ao perfil topográfico.

A utilização do freio dinâmico ocorre de acordo com alguns fatores, tais como:

- Sentido de circulação: Subindo ou descendo a serra. Trechos com decliveis são mais propícios para utilização de freio dinâmico;
- Quantidade de curvas no trecho. As curvas aumentam o atrito dos rodéis nos trilhos, aumentando a resistência à circulação do trem, resultando o comportamento similar ao de aclives;
- Raio das curvas no trecho de circulação. Curvas com raios menores apresentam maior resistência à circulação e tende-se a utilizar menos o freio dinâmico;
- Tipo de mercadoria transportada: pessoas, minério de ferro, carvão mineral, eucalipto, ferro gusa, etc. Quanto maior o peso da composição, maior a energia dissipada nas frenagens dinâmicas;
- Tamanho do trem: trem com 84, 168 ou 252 vagões. Trens maiores tendem a utilizar mais o freio dinâmico;
- Posição da locomotiva na composição: no comando ou comandada. Locomotivas no comando tendem a utilizar mais o freio dinâmico, principalmente para encolhimento do

trem nos declives, diminuindo os choques na composição provocados pela movimentação dos vagões devido às folgas⁶ dos engates e, dos aparelhos de choque e tração⁷ dos vagões. Após a compressão da composição, é aplicado o freio pneumático caso o freio dinâmico não seja o suficiente para controlar a velocidade do trem.

Existe também no trem o freio pneumático, sendo este formado pelo freio automático e pelo freio independente. Utiliza-se o freio automático para aplicação freio pneumático em toda a composição, incluindo os vagões e as locomotivas comandadas que fazem parte do trem.

Ao acionar o manípulo de freio automático, o sistema de freio reduz a pressão do encanamento geral, encanamento este que interliga com ar a locomotiva com todos os vagões. Contudo, como os reservatórios de ar dos vagões estão com a pressão do encanamento geral antes da retirada do ar do encanamento, a diminuição de pressão do encanamento geral provocando uma diferença de pressão entre ele e os reservatórios dos vagões, fazendo que a válvula de controle dos vagões acione os cilindros de freio. Ao posicionar o manípulo na posição Alívio, o sistema de freio aplica ar novamente no encanamento geral, eliminando a diferença de pressão, aliviando o freio do trem. Utiliza-se a pressão de 90 Psi no encanamento geral para o freio aliviado.

Utiliza-se o freio independente para reduzir a pressão no reservatório auxiliar de freio da locomotiva líder e das locomotivas remotas que estejam com o encanamento equilibrante acoplado à locomotiva líder. O encanamento equilibrante é utilizado para a locomotiva líder aplicar freio nas locomotivas remotas.

Para compreensão do sistema de freio e a função de cada um dos freios, é necessário entender melhor as características da ferrovia e as formações utilizadas. Uma das formas para aumentar a capacidade de transporte de uma ferrovia é aumentando o tamanho dos trens. Contudo, esta alteração aumenta a distância necessária para parar o trem, aumentando, portanto, a distância entre os trens.

Considerando o tipo do trem de acordo com a mercadoria transportada, o maior número de trens utilizados na ferrovia estudada são os trens para transporte de minério de ferro. Para este tipo de

⁶ A folga dos engates pode chegar à 6" (15 cm), sendo 1" de folga livre e 5" de folga amortecida.

⁷ Aparelhos de choque e tração são dispositivos instalados nos engates para absorção dos impactos de tração e compressão nos engates.

trem, são utilizadas as formações com 84, 168 e 254 vagões. Na formação com 84 vagões, utiliza-se 1 locomotiva no comando, seguida de 84 vagões, conforme ilustrado na Figura 2.11.

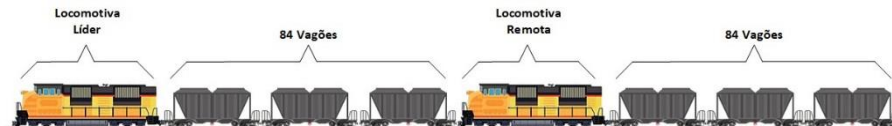
Figura 2.11 - Formação do trem para transporte de minério de ferro com 84 vagões



Fonte: Elaboração própria

Os lotes de vagões na ferrovia em estudo são múltiplos de 84 devido à limitação de tamanho de alguns pátios. Apresenta-se na Figura 2.12 a formação do trem de minério de ferro com 168 vagões. Nesta formação, utiliza-se 1 locomotiva líder no comando, seguida 84 vagões, 1 locomotiva remota comandada e depois 84 vagões.

Figura 2.12 - Formação do trem para transporte de minério de ferro com 168 vagões



Fonte: Elaboração própria

Na Figura 2.13 apresenta-se a formação do trem de minério com 252 vagões. Nesta formação, são utilizadas 2 locomotivas no comando, 168 vagões, 1 locomotiva remota comandada e 84 vagões.

Figura 2.13 - Formação do trem para transporte de minério de ferro com 252 vagões



Fonte: Elaboração própria

Em todos os trens, denomina-se a primeira locomotiva de líder. Nesta, o maquinista controla todas as demais locomotivas por meio do sistema de potência distribuída, que transmite informações entre elas via rádio e pressão do encanamento geral. O sistema de potência distribuída permite, por exemplo, o maquinista aplicar ponto 2 de potência na líder, ponto 3 de potência na primeira remota e aplicar freio dinâmico na segunda remota. A distribuição das locomotivas ao longo do trem reduz os esforços nos engates, diminuindo a chance de quebra destes. Além disso, reduz os choques nos vagões, diminui a ocorrência de descarrilamentos e, redução do consumo de combustível devido à redução do atrito dos rodelos da composição.

O comando de freio é enviado para as demais locomotivas via rádio e via pressão do encanamento geral, onde, em situações normais, só é possível a aplicação de freio pneumático

em toda a composição. Portanto, mesmo que o trem esteja em região sem cobertura do rádio, como por exemplo dentro de um túnel, a aplicação de freio no trem é realizada via encanamento geral. Nos locais onde há cobertura de rádio, as locomotivas remotas ajudam na aplicação de freio no trem, retirando ar do encanamento geral imediatamente após recepção do comando via rádio, sendo este mais rápido que o comando enviado via encanamento geral.

No modo tração, utiliza-se o manípulo do acelerador para controlar a velocidade do trem. Este manípulo possui 8 pontos de aceleração que determinam a velocidade e potência produzida pelo motor a diesel, sendo cada ponto listado na Tabela 2.1. Os pontos *Low Idle* e *Idle* são utilizados quando a locomotiva não está em tração, portanto, quando o alternador de tração não está produzindo energia para os motores de tração.

Tabela 2.1 - Potência nominal do motor a diesel do locomotiva BB40-9MW para cada ponto de aceleração⁸

Ponto de aceleração	Rotação [RPM]	Potência nominal [HP]	Rendimento
<i>Low Idle</i>	340	10,00	6,64
<i>Idle</i>	440	15,00	7,20
# 1	440	190,00	31,55
# 2	581	420,00	33,76
# 3	888	950,00	34,96
# 4	888	1.400,00	36,39
# 5	995	2.050,00	37,37
# 6	995	2.730,00	38,77
# 7	995	3.440,00	39,98
# 8	1050	4.100,00	40,36

Fonte: Elaboração própria

Devido à complexidade, grande número de variáveis contínuas e discretas e, a interação destas variáveis, as locomotivas apresentam características típicas de um sistema híbrido, conforme apresentado na seção 2.2 deste trabalho.

2.2. SISTEMAS HÍBRIDOS

Atualmente, utiliza-se em muitos sistemas as técnicas de controle tradicionais, baseados em equações diferenciais ou equações a diferenças, que são desenvolvidas por meio das leis físicas que abrange o sistema em questão. Contudo, os controles tradicionais não são capazes de

⁸ Dados retirados de Borba (2018)

solucionar problemas para todos os tipos de sistemas. Os controles tradicionais não são adequados para sistemas muito complexos e com variação no tempo, com tempo morto elevado ou para sistemas não-lineares, sendo mais adequado a utilização de técnicas de controle avançado.

Para Luppi e Basualdo (2013, apud SERRANO, 2020), a:

[...] implementação de técnicas de controle avançado de processos, tais como controladores preditivos baseados em modelos ou de técnicas de controle adaptativo como o PID de ganhos variáveis, uma vez que possibilitam trabalhar mais próximo às restrições operacionais, trazendo benefícios financeiros.

A utilização de controle avançado traz benefícios que estão relacionados a redução da variabilidade de uma variável crítica, e deslocar seu *setpoint* mais próximo aos valores de especificações e limitações impostos pelo processo.

Muitas ferramentas computacionais estão sendo desenvolvidas para sistemas cujo comportamento dinâmico é descrito por funções de transição de estados lineares ou não lineares. Mas em muitas aplicações o sistema a ser controlado também é descrito por variáveis binárias, como chaves liga/deliga, relés, válvulas e contadores e, comportamento dinâmico dependente de regras lógicas do tipo se/então/senão. Frequentemente, o controle desses sistemas fica a cargo de estratégias baseadas em regras heurísticas, definidas pela prática de operação da planta (BEMPORAD; MORARI, 1999, apud OLIVEIRA, 2016).

Para García (2009, apud OLIVEIRA, 2016),

A formulação da teoria de sistemas híbridos é relativamente recente, tendo sua origem na ciência da computação. Devido à diversidade de tipos de sistemas híbridos existentes, diversos autores têm dedicado atenção a subclasses especiais de sistemas híbridos, para os quais técnicas de análise e/ou projeto têm sido desenvolvidas.

De acordo com Bemporad, Cairano e Giorgetti (2005, tradução nossa), “sistemas híbridos são sistemas dinâmicos cujo comportamento é determinado pela interação de dinâmicas contínuas e discretas”. Segundo Gudwin e Zuben (2019), “um sistema híbrido contém dois tipos distintos de componentes: uma coleção de sistemas dinâmicos, cada um representando um modo do sistema e um autômato ou sistema baseado em regras responsável pelo chaveamento entre os sistemas dinâmicos”.

De acordo com Antsaklis (2000, apud SILVA, 2004), sistemas híbridos:

[...] são sistemas que possuem tanto dinâmicas contínuas quanto dinâmicas discretas. Tais sistemas tem [sic] sido utilizados em diversas aplicações: na aviação, através de controle de tráfego aéreo e dos sistemas de controle de aeronaves, tais como o sistema de prevenção de colisões de aeronaves; em aplicações automotivas, como por exemplo os sistemas de controle de tráfego em rodovias e os sistemas de controle em sistemas de manufatura; na robótica; na eletrônica de potência; no controle de processos químicos e nucleares em geral, entre muitas outras.

Dentro de sistemas híbridos existem várias subclasses, tais como o Autômato Híbrido (HA), Autômato Híbrido Discreto (DHA), Sistemas Afins por Parte (PWA), sistemas de Dinâmica de Lógica Mista (MLD), sistemas Lineares Complementares (LC), sistemas Lineares Complementares Estendidos (ELC) e o *Max-Min-Plus-Scaling* (MMPS). No trabalho de Torrisi e Bemporad (2004), sugere-se a técnica de modelagem de sistemas híbridos de acordo com a aplicação, conforme a Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Sugestão de utilização da técnica de modelagem para sistemas híbridos de acordo com a aplicação

Aplicação	Modelo
Modelagem	DHA
Simulação	DHA
Controle	MLD, PWA, MMPS
Análise de estabilidade	PWA
Verificação de funcionalidade	PWA
Identificação	PWA
Detecção de falhas	MLD
Estimação	MLD

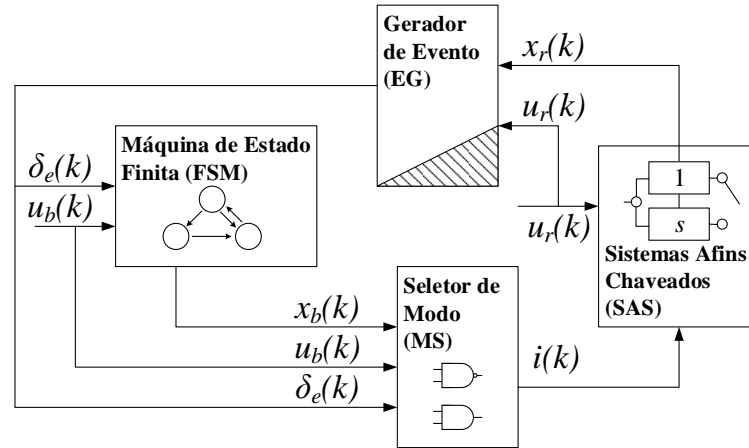
Fonte: Torrisi e Bemporad (2004, tradução nossa)

Nesta dissertação, o sistema híbrido para o qual deseja-se fazer um controle avançado é um sistema para regeneração de energia de frenagem dinâmica em locomotivas, modelando as cargas do circuito auxiliar e os motores de tração como geradores, sendo utilizada a técnica do Autômato Híbrido Discreto (DHA).

Apresenta-se na Figura 2.14 o diagrama em blocos do Autômato Híbrido Discreto (DHA). O Autômato Híbrido Discreto é composto por um Sistema Afim Comutado (SAS), formado por um conjunto de equações diferenciais, uma Máquina de Estado Finito (FSM) para fazer a transição entre os estados discretos do sistema híbrido, um Gerador de Eventos (EG) para obtenção de dados lógicos de variáveis contínuas e, um Seletor de Modo (MS) que combina

todas as variáveis lógicas, tais como entradas, estados e eventos para a escolha do modo do Sistema Afim Comutado (SAS), ou seja, a equação diferencial para representação do sistema.

Figura 2.14 - Diagrama do Autômato Híbrido Discreto e a conexão entre a Máquina de Estado Finita, Sistemas Afins Chaveados, Seletor de Modo e Gerador de Eventos



Fonte: Torrisi e Bemporad (2004, tradução nossa)

Segundo Silva et al. (201?, tradução nossa),

[...] o modelo do Autômato Híbrido Discreto generaliza muitos modelos orientados a ferramentas computacionais para sistemas híbridos e, portanto, representa o ponto de partida para a solução de análises complexas e de problemas com síntese de sistemas híbridos. No entanto, o DHA é difícil para a análise e controle porque os procedimentos de verificação e simulação são computacionalmente difíceis.

A forma geral para modelagem híbrida é conforme as equações (2.1), (2.2) e a inequação (2.3).

$$x'_b(t) = Ax(t) + B_1u(t) + B_2\delta(t) + B_3z(t) \quad (2.1)$$

$$y(t) = Cx(t) + D_1u(t) + D_2\delta(t) + D_3z(t) \quad (2.2)$$

$$E_2\delta(t) + E_3z(t) \leq E_1u(t) + E_4x(t) + E_5 \quad (2.3)$$

onde $x \in \mathbb{R}^{n_c} \times \{0, 1\}^{n_l}$ são estados contínuos e binários, $u \in \mathbb{R}^{m_c} \times \{0, 1\}^{m_l}$ são entradas contínuas e binárias, $y \in \mathbb{R}^{p_c} \times \{0, 1\}^{p_l}$ são as saídas, $\delta \in \{0, 1\}^{r_l}$ e $z \in \mathbb{R}^{r_c}$ representam, variáveis auxiliares binárias e contínuas, respectivamente. Todas as restrições nos estados, nas entradas e nas variáveis z e δ são resumidas na inequação (2.3) (BEMPORAD; FERRARI-TRECCATE; MORARI, 2000).

Embora a descrição apresentada pelas equações (2.1), (2.2) e a inequação (2.3) pareça ser linear, as restrições de integridade sobre as variáveis binárias concentram e ocultam a não-linearidade do sistema (OLIVEIRA, 2016).

Assumindo que o sistema definido acima é completamente bem posto (BEMPORAD; MORARI, 1999, Apud BEMPORAD; FERRARI-TRECATE; MORARI, 2000), em outras palavras, para todo x , dado u contido em um conjunto limitado, as variáveis δ e z são unicamente determinadas, isto é, existem funções F e G tais que em cada instante de tempo t , $\delta(t) = F(x(t), u(t))$, $z(t) = G(x(t), u(t))$. Isto permite assumir que $x(t+1)$ e $y(t)$ são unicamente definidos quando $x(t)$ e $u(t)$ são dados e, portanto as trajetórias x e y existem e são unicamente determinadas pelo estado inicial $x(0)$ e pela entrada u . A lógica proposicional também é convertida em inequações lineares equivalentes.

2.2.1. Gerador de Eventos (EG)

O gerador de eventos é utilizado no Autômato Híbrido Discreto para produzir um vetor binário de eventos $\delta_e(t) \in \{0, 1\}^{n_e}$ a partir de regras e condições estabelecidas para determinadas variáveis contínuas. Quando a variável contínua atinge o valor estabelecido nas regras do gerador de eventos, este comuta o valor da saída binária referente a este evento.

Como exemplo, neste trabalho, na modelagem da potência máxima produzida pelos motores de tração em frenagem dinâmica, a velocidade é utilizada como variável para geração dos eventos, conforme equação (2.4), que, em conjunto com a máquina de estado, define a equação diferencial para representação da potência máxima produzida pelos motores de tração.

$$EG = \begin{cases} [\delta_{v01} = 1] \leftrightarrow [v \leq 15,9 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v02} = 1] \leftrightarrow [v \leq 18,3 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v03} = 1] \leftrightarrow [v \leq 27,3 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v04} = 1] \leftrightarrow [v \leq 29,7 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v05} = 1] \leftrightarrow [v \geq 13,2 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v06} = 1] \leftrightarrow [v \geq 18,3 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v07} = 1] \leftrightarrow [v \geq 24,4 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v08} = 1] \leftrightarrow [v \geq 29,7 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v09} = 1] \leftrightarrow [v \geq 35,5 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v10} = 1] \leftrightarrow [v \geq 11,4 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v11} = 1] \leftrightarrow [v \geq 15,9 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v12} = 1] \leftrightarrow [v \geq 22,4 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v13} = 1] \leftrightarrow [v \geq 27,3 \text{ km/h}] \\ [\delta_{v14} = 1] \leftrightarrow [v \geq 35 \text{ km/h}] \end{cases} \quad (2.4)$$

2.2.2. Máquina de Estados a Elementos Finitos (FSM)

A máquina de estados a elementos finitos é um processo dinâmico discreto que muda de estado em função do estado atual $x_b(k)$, das entradas externas $u_b(k)$, dos eventos externos $\delta_e(k)$ e de acordo com a função de atualização de estado, como apresentado na equação (2.5).

$$x_b(k + 1) = f_B(x_b(k), u_b(k), \delta_e(k)) \quad (2.5)$$

onde:

x_b : Estado binário atual;

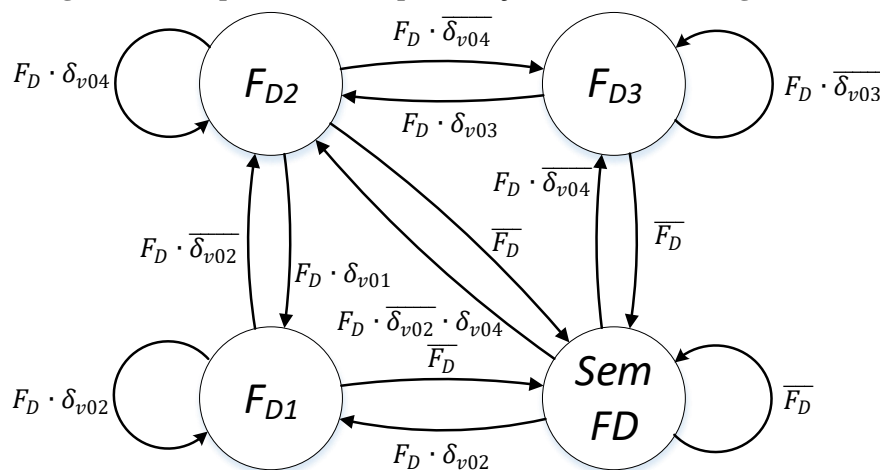
u_b : Vetor de entradas binárias;

δ_e : Vetor de eventos produzido pelo gerador de eventos;

f_b : Função de atualização de estado do autômato.

Como exemplo, no trabalho utiliza-se uma máquina de estado finito para seleção da resistência da grade de freio dinâmico, sendo representada na Figura 2.15. Nesta máquina, há uma entrada e 4 eventos, o vetor de entrada binária $u_{FD} = [F_D]$, onde F_D é a entrada de freio dinâmico aplicado e o vetor de eventos $\delta_{FD} = [\delta_{v01} \delta_{v02} \delta_{v03} \delta_{v04}]$, obtidos pela equação (2.4). No estado F_{D1} , a resistência da grade de freio dinâmico é de 0,7 Ω , em F_{D2} é 1,4 Ω e em F_{D3} é 2,1 Ω .

Figura 2.15 - Diagrama da máquina de estado para seleção da resistência de grade de freio dinâmico



Fonte: Elaboração própria

Existe a possibilidade da utilização de uma saída binária $y_b(k)$, associada à máquina de estados a elementos finitos, para utilização nas equações do Sistema Afins Chaveados, sendo esta obtida

por uma função lógica, descrita pela equação (2.6), onde $x_b(k)$ corresponde ao estado da máquina, $u_b(k)$ ao vetor de entradas e $\delta_e(k)$ ao vetor de eventos.

$$y_b(k) = g_B(x_b(k), u_b(k), \delta_e(k)) \quad (2.6)$$

2.2.3. Seletor de Modo (MS)

O seletor de modo é utilizado para seleção do modo dinâmico $i(k)$ do Sistema Afim Comutado. A seleção é realizada utilizando o estado da máquina de estado $x_b(k)$, as entradas booleanas $U_b(k)$ e os eventos δ_e utilizando uma função booleana $f_M: X_b U_b D \rightarrow I$, que é chamada de seletor de modo. A saída desta função lógica é descrita conforme a equação (2.7).

$$i(k) = f_M(x_b(k), u_b(k), \delta_e(k)) \quad (2.7)$$

A mudança de modo ocorre sempre na mudança de passo, ou seja, passo k se $i(k) \neq i(k - 1)$. Contudo, ao contrário dos modelos híbridos de tempo contínuo em que os comutadores podem ocorrer a qualquer momento, na configuração de tempo discreto (DHA) o comutador de modo só ocorrer nos instantes de amostragem. Neste trabalho, é adotado uma taxa de amostragem do registrador de eventos para facilitar a manipulação dos dados, correspondendo a 1 segundo. Este tempo de armazenamento dos dados do equipamento é fixo, não podendo ser alterado.

O tempo de armazenamento dos dados depende da quantidade de operações realizadas, tais como aplicação de freio, mudança de velocidade, acionamento da buzina, etc. Em média, o tempo de armazenamento desses dados é de 10 dias.

2.2.4. Sistema Afim Comutado (SAS)

Segundo Oliveira (2016), “sistemas afins por partes (PWA: *piecewise affine systems*) são uma classe especial de sistemas híbridos os quais podem ser vistos como sistemas capazes de descrever linearizações múltiplas de uma expressão não linear, fornecendo uma aproximação com melhor exatidão”.

O Sistema Afim Comutado é uma coleção de sistemas afins por partes que depende do modo corrente $i(k)$, modo este definido pelo Seletor de Modo, conforme a equação (2.8).

$$x_r(k + 1) = A_{i(k)}x_r(k) + B_{i(k)}u_r(k) + f_{i(k)} \quad (2.8)$$

2.3. COMENTÁRIOS FINAIS DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentados os conceitos básicos sobre locomotivas diesel-elétricas, apresentando seus principais componentes e os efeitos provocados pelas diferentes formações do trem e do perfil topográfico da via. Foi apresentado em blocos a interação entre os diferentes circuitos. Também foi apresentado a diferença de um freio dinâmico convencional com o estendido, principalmente avaliando o esforço máxima de frenagem e potência produzida.

Também neste capítulo foi realizado uma explanação sobre modelagem híbrida e sua estrutura, com objetivo na modelagem de um sistema de regeneração de energia de frenagem dinâmica de uma locomotiva. Contudo, tal estrutura híbrida apresentada neste capítulo pode ser utilizada como base para modelagem de outros sistemas.

O conteúdo apresentado neste capítulo é de suma importância para entendimento do conteúdo explorado nos próximos capítulos.

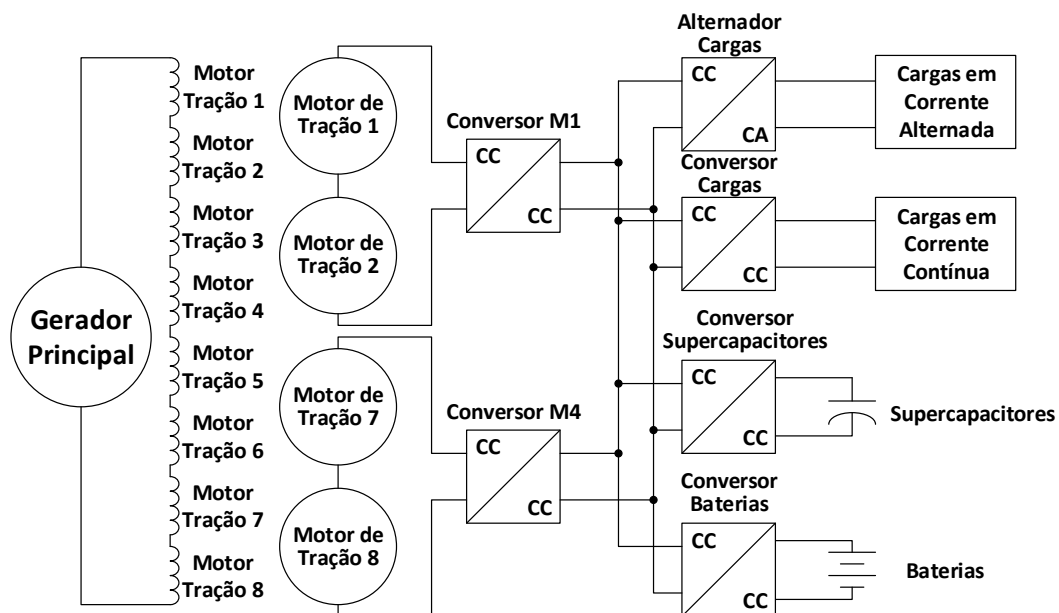
3. MODELAGEM DO SISTEMA DE REGENERAÇÃO DE ENERGIA DE FRENAÇÃO

Para o estudo do processo de regeneração de energia de frenagem da locomotiva, é necessário a modelagem da fonte de energia, ou seja, dos motores de tração operando como geradores, dos acumuladores de energia e das cargas alimentadas por tal sistema.

Na locomotiva, o circuito auxiliar é utilizado para alimentar todos os seus dispositivos de controle, tais como computadores, contadores, relés, lâmpadas, ventiladores etc. Muitas destas cargas podem ser representadas por uma única carga com potência fixa, pois demandam baixa potência e, quando agrupadas ocorre pouca variação de consumo. Todavia, uma análise individualizada deve ser feita para as principais cargas, que são: ventilador do radiador, compressor de ar, soprador do alternador, sopradores dos motores de tração e ar-condicionado.

No presente trabalho, foram modeladas as principais cargas utilizando o *toolbox* do Matlab chamado Hysdel 2.0.6 (BEMPORAD; CAIRANO; GIORGETTI, 2005) para modelos híbridos. Esta ferramenta é utilizada para modelagem de sistemas híbridos descritos por desigualdades matriciais, com variáveis reais e binárias (chamados de MLD - *Mixed Logical Dynamic Equations*) e, de acordo com Bemporad, Cairano e Giorgetti (2005), tais equações são adequadas na formulação de problemas de controle ótimo de sistemas híbridos. Apresenta-se na Figura 3.1 o sistema proposto, sendo representado apenas 2 dos 4 pares de motores de tração.

Figura 3.1 - Diagrama do sistema de regeneração proposto



Fonte: Elaboração própria

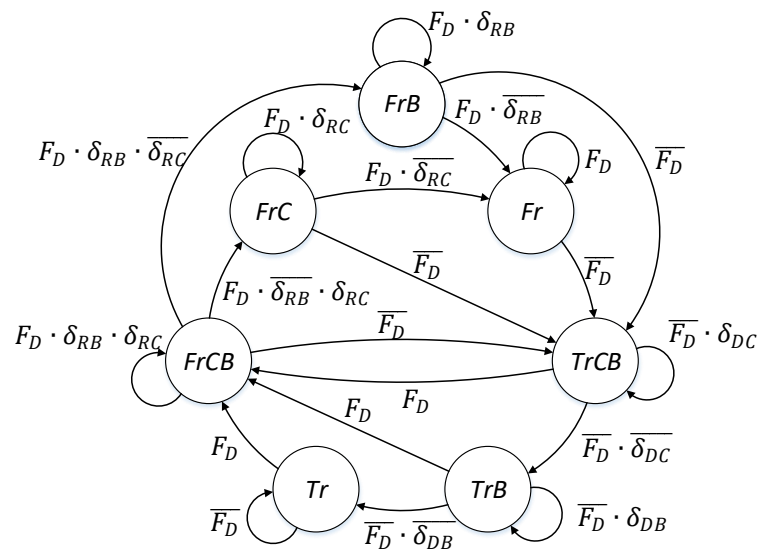
3.1. MÁQUINA DE ESTADO DO SISTEMA DE REGENERAÇÃO DE ENERGIA

No modelo proposto, com intuito de regenerar a maior quantidade de energia possível, pois trata-se de um sistema de regeneração de energia, com objetivo de melhorar a eficiência energética das locomotivas, adotou-se que toda a energia demandada pelo circuito auxiliar é suprida diretamente pelo sistema de regeneração e, o restante da energia produzida é armazenada nos acumuladores para utilização *a posteriori*. Os acumuladores de energia analisados neste trabalho são: uma combinação de baterias e supercapacitores, ou constituído somente por baterias ou somente por supercapacitores.

Avaliando o comportamento do acumulador formado por baterias e supercapacitores, esta configuração de acumulador possui a grande capacidade de armazenamento de energia das baterias e a capacidade de armazenar picos de energia dos supercapacitores, sendo esta a solução adotada por Moraes e Brockveld Junior (2019).

Representa-se na Figura 3.2 a máquina de estado discreta do sistema de regeneração com acumulador constituído por baterias e supercapacitores, onde o vetor de entrada $u_{RBC} = [F_D]$, onde F_D corresponde à entrada com a informação de locomotiva em frenagem dinâmica e, o vetor de eventos $\delta_{RBC} = [\delta_{RB} \ \delta_{RC} \ \delta_{DB} \ \delta_{DC}]$, conforme equação (3.1), onde E_B corresponde à porcentagem de carga do banco de baterias e E_C à porcentagem do banco de supercapacitores.

Figura 3.2 - Máquina de estado do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por baterias e supercapacitores



Fonte: Elaboração própria

$$\delta_{RBC} = \begin{cases} [\delta_{RB} = 1] \leftrightarrow E_B < 90\% \\ [\delta_{RC} = 1] \leftrightarrow E_C < 100\% \\ [\delta_{DB} = 1] \leftrightarrow E_B > 20\% \\ [\delta_{DC} = 1] \leftrightarrow E_C > 0\% \end{cases} \quad (3.1)$$

Os estados e os modos de operação da máquina de estado discreta são listados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Descrição dos estados discretos das máquinas de estados finitas para o sistema de regeneração

Estado	Modo	Descrição
<i>Tr</i>	Tração	Acumuladores completamente descarregados
<i>TrCB</i>	Tração	Descarregando Supercapacitores e Carregando Baterias
<i>TrB</i>	Tração	Descarregando Baterias
<i>FrCB</i>	Freio	Carregando Baterias e Supercapacitores
<i>FrC</i>	Freio	Carregando Supercapacitores
<i>FrB</i>	Freio	Carregando Baterias
<i>Fr</i>	Freio	Dissipando energia excedente nas resistências de freio

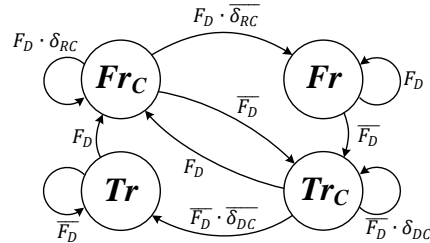
Fonte: Elaboração própria

Durante o modo tração da locomotiva, com os acumuladores completamente descarregados, o sistema de regeneração encontra-se no estado discreto *Tr*. Após a aplicação de freio dinâmico, a máquina de estado é comutada para o estado *FrCB*, carregando as baterias e supercapacitores com a energia produzida pelos motores de tração. Após a carga completa de um dos acumuladores, comuta-se então para o estado onde apenas o outro acumulador continua o processo de armazenando de energia. Após a carga completa de todos os acumuladores, a máquina de estado é comutada para o estado *Fr* e, a energia excedente não consumida pelo circuito auxiliar é dissipada nas resistências do freio dinâmico. Após a mudança do modo de operação da locomotiva para o modo tração, a máquina de estado é comutada para o estado *TrCB*. Neste estado, utiliza-se a energia armazenada nos supercapacitores, priorizando a disponibilização deste barco para a próxima frenagem, pois tratasse do acumulador com maior corrente de carga. Após a utilização da energia dos supercapacitores, a máquina de estado é comutada para o estado *TrB*, onde a energia armazenada nas baterias é usada para alimentar as cargas do circuito auxiliar. Contudo, mantém-se 20% da carga da bateria para maximização da sua vida útil. Após a utilização da energia do banco de baterias, a máquina é comutada novamente para o estado inicial *Tr*.

Para a utilização do sistema de regeneração de energia de frenagem adotando o acumulador formado apenas por supercapacitores, há uma redução significativa no número de estados, conforme a representação da Figura 3.3, sendo descritos na Tabela 3.1. Nesta máquina de estado,

utiliza-se o vetor de entrada $u_{SRC} = [F_D]$, onde F_D corresponde à informação da locomotiva em frenagem dinâmica e o vetor de eventos $\delta_{SRC} = [\delta_{RC} \ \delta_{DC}]$, obtido pela equação (3.2).

Figura 3.3 - Máquina de estado do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por supercapacitores

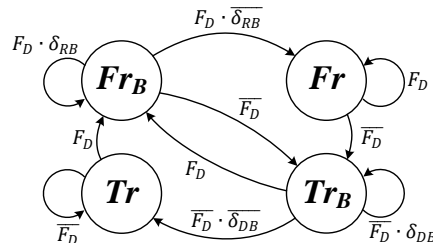


Fonte: Elaboração própria

$$\delta_{SRC} = \begin{cases} [\delta_{RC} = 1] \leftrightarrow E_C < 100\% \\ [\delta_{DC} = 1] \leftrightarrow E_C > 0\% \end{cases} \quad (3.2)$$

Caso seja utilizado o acumulador formado exclusivamente por baterias, a lógica do sistema de regeneração deverá seguir o comportamento da máquina de estado representada na Figura 3.4. Os estados dessa máquina estão descritos na Tabela 3.1 e, o vetor de entrada será $u_{SRB} = [F_D]$, onde F_D representa a entrada com a informação da locomotiva em frenagem dinâmica. O vetor de eventos $\delta_{SRB} = [\delta_{RB} \ \delta_{DB}]$ é definido conforme a equação (3.3).

Figura 3.4 - Máquina de estado do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por baterias



Fonte: Elaboração própria

$$\delta_{SRB} = \begin{cases} [\delta_{RB} = 1] \leftrightarrow E_C < 90\% \\ [\delta_{DB} = 1] \leftrightarrow E_C > 20\% \end{cases} \quad (3.3)$$

3.2. MODELAGEM DOS ACUMULADORES DE ENERGIA

Durante a frenagem dinâmica, parte da energia convertida pelos conversores alimentam diretamente as cargas do circuito auxiliar, contudo, armazena-se a energia excedente em acumuladores para utilização *a posteriori*.

Na Tabela 3.2 são apresentadas as características de capacidade de armazenamento e, número de ciclos de carga das baterias e supercapacitores.

Tabela 3.2 - Comparação das características entre baterias e supercapacitores

Parâmetro	Bateria	Supercapacitor
Energia (Wh/kg)	10-600	1-10
Número de ciclos	1.000	500.000

Fonte: Agenjos et al. (2009, tradução nossa)

No sistema de regeneração de energia, prioriza-se a utilização da energia produzida para alimentar diretamente as cargas do circuito auxiliar, carregar o banco de baterias, carregar o banco de supercapacitores e, por último, a dissipação da energia excedente no banco de resistências da grade de freio dinâmico.

Após a frenagem, prioriza-se a utilização da energia armazenada nos supercapacitores. Esta priorização é para garantir a disponibilização deste banco o mais rápido possível para a próxima frenagem, pois trata-se do banco com maior potência de carga e descarga. Durante a utilização da energia do banco de supercapacitores, este fornece o máximo de energia possível para o circuito auxiliar da locomotiva e, continua o processo de carga do banco de baterias.

Devido à limitação da ferramenta Hysdel em simular vários modelos em paralelo, adotou-se a modelagem do banco de supercapacitores e do banco de baterias em um único modelo híbrido. No modelo, o cálculo da capacidade máxima de energia do banco de supercapacitor é definido pela equação (3.4), onde E_{sc} corresponde à capacidade de armazenamento de energia do supercapacitor, c à capacitância e, V_{cap} a tensão sobre o capacitor.

$$E_{sc} = \frac{c \cdot V_{cap}^2}{2} \quad (3.4)$$

Já a capacidade máxima de armazenamento de energia das baterias é calculada pela equação (3.5), onde E_{bt} corresponde à capacidade de armazenamento de energia da bateria em kWh, V_{bat} à tensão da bateria e, c_{bat} à capacidade da bateria em Ah.

$$E_{bt} = V_{bat} \cdot c_{bat} \quad (3.5)$$

Contudo, limita-se a corrente de carregamento das baterias, I_{cBat} , de acordo com o valor definido pelo fabricante. Portanto, a quantidade máxima de energia que pode ser armazenada em uma bateria no intervalo de 1 hora é definida pela equação (3.6).

$$E_{btH} = V_{bat} \cdot c_{bat} \cdot I_{cBat} \quad (3.6)$$

Para evitar estresses das baterias e prolongar sua vida útil, recomenda-se não utilizar totalmente a sua capacidade de armazenamento. Portanto, no trabalho considerou-se as baterias descarregadas quando estas apresentaram 20% da sua capacidade e, completamente carregadas com 90% da sua capacidade.

3.3. MODELAGEM DOS MOTORES DE TRAÇÃO EM FRENAGEM DINÂMICA

Em frenagem dinâmica, a potência de frenagem é diretamente proporcional à potência produzida pelos motores de tração. Com a falta de um sistema de regeneração de energia, toda energia produzida na frenagem dinâmica é dissipada nas suas resistências, sendo esta resistência variável e, alterada conforme atinge-se os limites de corrente de campo ou de armadura dos motores de tração. A energia produzida na frenagem é alterada pelo potenciômetro de controle, que altera a corrente nos enrolamentos de campo dos motores de tração. Calcula-se a potência dissipada sobre um dos quatro conjuntos de resistências do freio dinâmico pela equação (3.7).

$$P_{FD} = R_{FD} \cdot I_{FD}^2 \quad (3.7)$$

onde:

P_{FD} : Potência sobre a grade de freio dinâmico;

R_{FD} : Resistência da grade de freio dinâmico;

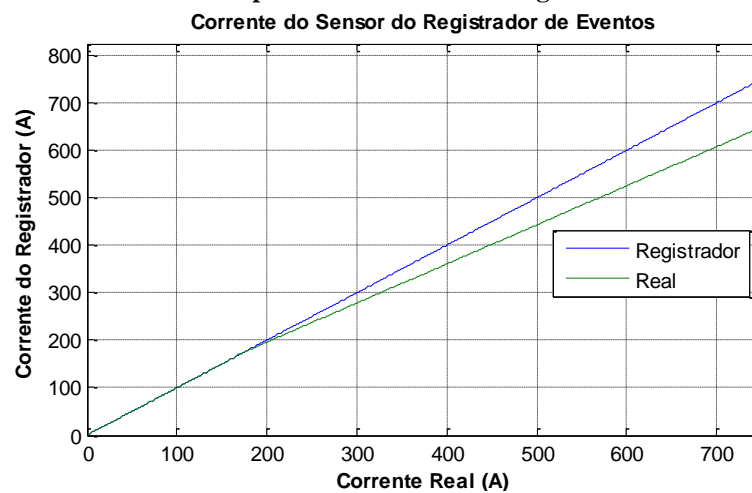
I_{FD} : Corrente sobre a grade de freio dinâmico.

A potência total dissipada nas grades de freio dinâmico é obtida multiplicando a equação (3.7) por quatro, pois são utilizados quatro conjuntos de resistências, conforme representa-se no diagrama simplificado da Figura 2.4.

Inicialmente foram utilizadas a corrente informada pelo registrador de eventos para obtenção da potência produzida pelos motores de tração. Contudo, observou-se que o sensor de corrente do

registrador de eventos apresenta um erro para valores maiores à 176 A, conforme comparação entre a corrente do registrador de eventos com a do instrumento do teste de carga apresentada na Figura 3.5. Observou-se que todos os registradores testados apresentaram o mesmo problema, com pequenas variações. Portanto, nas simulações e no cálculo da energia produzida pela frota, adotou-se os valores medidos nos instrumentos do teste de carga como verdadeiros, devido à existência de uma rotina constante de aferição destes, diferentemente dos sensores utilizados nos registradores de eventos.

Figura 3.5 - Comparação entre a curva do sensor de corrente do registrador de eventos com o amperímetro do teste de carga



Fonte: Elaboração própria

Por meio de regressão linear, obteve-se uma equação polinomial de terceira ordem para correção da corrente, sendo representada pela equação (3.8), onde I_{mt} corresponde à corrente dos motores de tração corrigida e I_{mtMed} à corrente informada pelo registrador de eventos.

$$I_{mt} = 4 \cdot 10^{-7} I_{mtMed}^3 - 0,000555 I_{mtMed}^2 + 1,05945 I_{mtMed} - 0,0585 \quad (3.8)$$

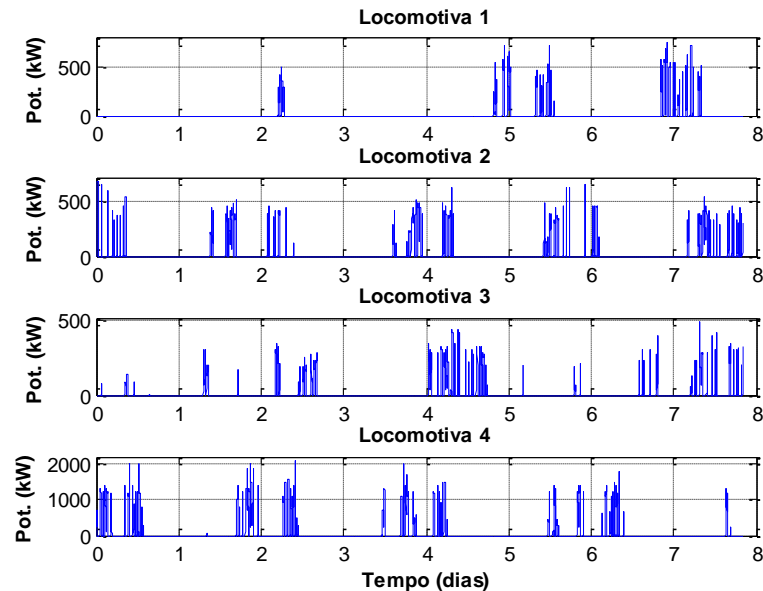
Para redução do processamento nas simulações, adotou-se no modelo a corrente do próprio registrador de eventos para valores até 176 A. Para valores maiores, utilizou-se a equação de uma reta, conforme a equação (3.9), onde I_{mt} corresponde à corrente dos motores de tração corrigida e I_{mtMed} à corrente informada pelo registrador de eventos.

$$I_{mt} = \begin{cases} I_{mtMed} & , \text{ se } (I_{mtMed} \leq 176 \text{ A}) \\ 176 + (I_{mtMed} - 176)0,6515 & , \text{ se } (I_{mtMed} > 176 \text{ A}) \end{cases} \quad (3.9)$$

Avaliando o comportamento da corrente de 4 locomotivas diferentes no mesmo intervalo de tempo, é possível observar que não há um padrão típico de corrente, conforme apresenta-se na

Figura 3.6. Portanto, para determinação da energia produzida em uma frenagem, é necessário a avaliação da corrente em todo o intervalo da frenagem.

Figura 3.6 - Energia dissipada nas resistências de freio dinâmico por 4 locomotivas BB40-9MW diferentes no intervalo de 9 dias



Fonte: Elaboração própria

Nas locomotivas deste estudo, sendo as locomotivas BB40-9MW, são utilizados três valores diferentes de resistência de freio dinâmico, sendo $0,7 \Omega$, $1,4 \Omega$ e $2,1 \Omega$ ⁹. A resistência é alterada de acordo com a velocidade da locomotiva, v e, o sentido da variação da própria resistência, conforme a Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Valores da resistência de freio dinâmico¹⁰

Resistência	Resistência aumentando	Resistência diminuindo
$0,7 \Omega$	$v \leq 18,3 \text{ km/h}$	$v \leq 15,9 \text{ km/h}$
$1,4 \Omega$	$18,3 \text{ km/h} < v \leq 29,7 \text{ km/h}$	$15,9 \text{ km/h} < v \leq 27,3 \text{ km/h}$
$2,1 \Omega$	$v > 29,7 \text{ km/h}$	$v > 27,3 \text{ km/h}$

Fonte: Elaboração própria

A estimação do próximo estado da máquina de estado finita da resistência da grade de freio dinâmico, $x_{GFD}(k+1)$, é realizada pela equação (3.10). Esta máquina possui 1 entrada e 4 eventos, $U_{GFD} = [F_D]$ é o vetor de entrada, onde F_D será 1 se a locomotiva estiver com freio dinâmico aplicado e, $\delta_{GFD} = [\delta_{FDv1} \delta_{FDv2} \delta_{FDv3} \delta_{FDv4}]$ é o vetor de eventos, conforme

⁹ Valores definidos nos procedimentos de manutenção e verificado em campo

¹⁰ Valores retirados de Borba (2018)

equação (3.11), onde v corresponde a velocidade da locomotiva. Os estados discretos da máquina de estado estão listados na Tabela 3.4.

$$x_{GFD}(k+1) = \begin{cases} SF_D & , \text{ se } (\overline{F_D}) \\ F_{D1} & , \text{ se } (F_D \wedge ((SF_D \vee F_{D1}) \wedge \overline{\delta_{Fv2}}) \vee \delta_{Fv1}) \\ F_{D2} & , \text{ se } (F_D \wedge ((F_{D3} \wedge \overline{\delta_{Fv1}} \wedge \delta_{Fv4}) \vee (SF_D \vee F_{D1}) \wedge \overline{\delta_{Fv2}} \wedge \delta_{Fv4}) \vee \\ & (F_{D3} \wedge \overline{\delta_{Fv1}} \wedge \delta_{Fv3})) \\ F_{D3} & , \text{ se } (F_D \wedge ((F_{D3} \wedge \overline{\delta_{Fv3}}) \vee \overline{\delta_{Fv4}})) \end{cases} \quad (3.10)$$

$$\delta_{GFD} = \begin{cases} [\delta_{Fv1} = 1] \leftrightarrow [v(k) < 15,9 \text{ km/h}] \\ [\delta_{Fv2} = 1] \leftrightarrow [v(k) < 18,3 \text{ km/h}] \\ [\delta_{Fv3} = 1] \leftrightarrow [v(k) < 27,3 \text{ km/h}] \\ [\delta_{Fv4} = 1] \leftrightarrow [v(k) < 29,7 \text{ km/h}] \end{cases} \quad (3.11)$$

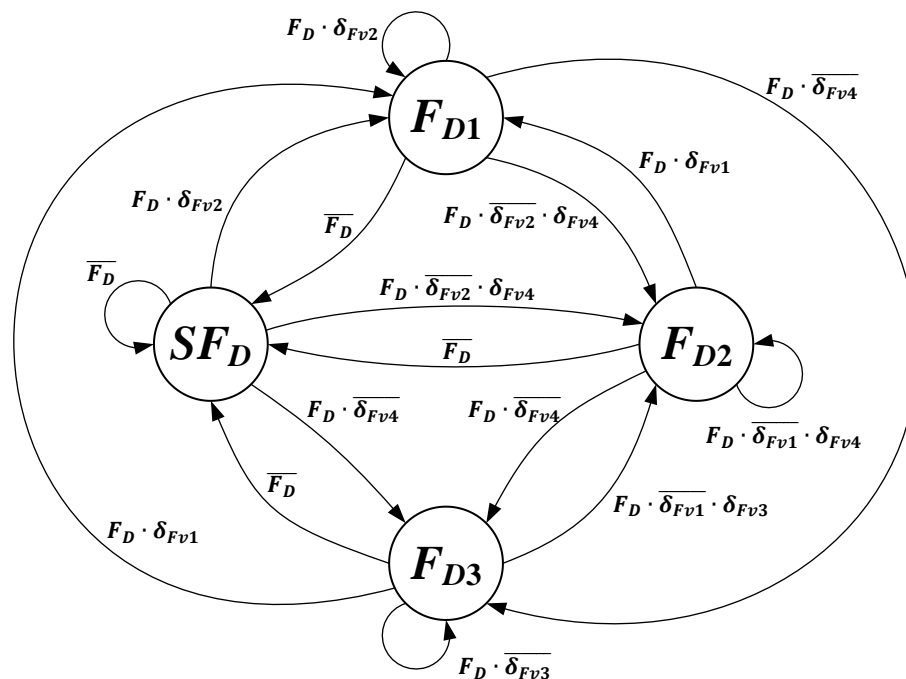
Tabela 3.4 - Estados discretos da máquina de estado da grade de freio dinâmico

Estado	Descrição
SF_D	Sem freio dinâmico
F_{D1}	Freio dinâmico com resistência de 0,7 Ω
F_{D2}	Freio dinâmico com resistência de 1,4 Ω
F_{D3}	Freio dinâmico com resistência de 2,1 Ω

Fonte: Elaboração própria

Apresenta-se na Figura 3.7 o diagrama da máquina de estado finita para seleção da resistência da grade de freio dinâmico. Os estados da máquina são descritos na Tabela 3.4 e, os eventos são acionados conforme a equação (3.11).

Figura 3.7 - Diagrama da máquina de estado finita para seleção da resistência da grade de freio dinâmico

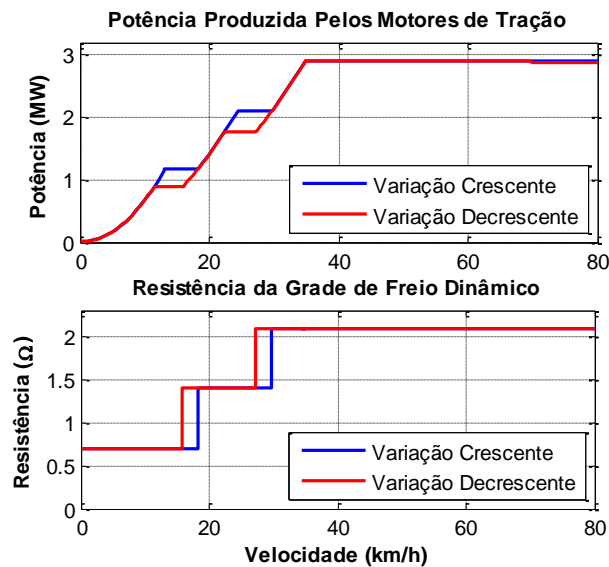


Fonte: Elaboração própria

Uma vez em frenagem dinâmica, $F_D = 1$, a mudança do valor da resistência ocorre de acordo com os eventos, sendo estes relacionados à velocidade da locomotiva. Por exemplo, quando a entrada F_D é alterada do modo tração para o modo freio dinâmico, o modelo avalia o vetor de eventos de velocidade δ_{GFD} e altera a resistência de freio dinâmico conforme estes eventos; se a velocidade neste instante for de 20 km/h, por exemplo, a resistência de freio dinâmico será 1,4 Ω . Caso a velocidade seja reduzida para abaixo de 15,9 km/h, o valor da resistência é alterado para 0,7 Ω .

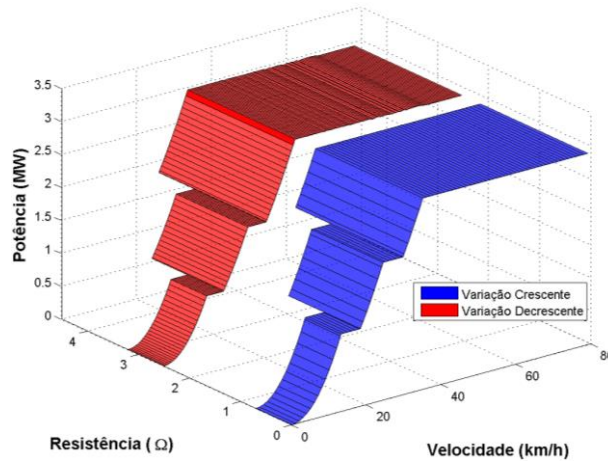
A potência máxima produzida pelos motores de tração em frenagem dinâmica é apresentada na Figura 3.8. Nesta figura, uma das curvas representa o sentido crescente e a outra o decrescente da resistência de freio dinâmico. A Figura 3.9 apresenta a mesma informação em um único gráfico em 3 dimensões, contudo, para permitir melhor visualização, deslocou-se a resistência decrescente em 2,5 Ω .

Figura 3.8 - Potência máxima produzida em frenagem dinâmica e o valor da resistência de freio dinâmico de acordo com a velocidade



Fonte: Elaboração própria

Figura 3.9 - Vista em 3 dimensões da potência máxima produzida em frenagem dinâmica com o valor da resistência de freio dinâmico



Fonte: Elaboração própria

No modelo desenvolvido, uma das saídas é a potência de frenagem produzida pelos motores de tração, $P_{FD}(k)$, que é definida pela equação (3.12). Nesta equação, a potência produzida em frenagem é a potência máxima que os motores podem produzir, $P_{FDM}(k)$, proporcional à corrente de armadura de 1 motor de tração em relação a corrente máxima deste motor.

$$P_{FD}(k) = P_{FDM}(k) \cdot \frac{I_A(k)}{I_{AM}(k)} \quad (3.12)$$

Na equação (3.12), a corrente de armadura $I_A(k)$ dos motores de tração é uma das entradas e a corrente máxima de armadura dos motores de tração $I_{AM}(k)$ é alterada conforme a resistência da grade, correspondendo à 625 A para a resistência de 0,7 Ω , 599 A para 1,4 Ω e 580 A para 2,1 Ω .

A potência máxima do freio dinâmico produzida pelos motores de tração, $P_{FDM}(t)$, para uma determinada velocidade é definida pela equação (3.13).

$$P_{FDM}(k) = \begin{cases} P_{FDC}(k) & , \text{ se } (x_{FDC}(k)) \\ P_{FDD}(k) & , \text{ se } (x_{FDD}(k)) \end{cases} \quad (3.13)$$

Na equação (3.13), o estado de freio dinâmico crescente $x_{FDC}(k)$ e decrescente $x_{FDD}(k)$ são definidos pela equação (3.14). $P_{FDC}(k)$ e $P_{FDD}(k)$ representam respectivamente a potência máxima para variação crescente e decrescente da resistência de freio dinâmico, sendo descritas pelas Equações (3.15) e (3.16), respectivamente.

$$x_{FD}(k+1) = \begin{cases} x_{FDD} & , \text{ se } [\{x_{FDD} \wedge x_{GFD}(k+1) = x_{GFD}(k)\} \vee \{x_{GFD}(k+1) < x_{GFD}(k)\}] \\ x_{FDC} & , \text{ se } [\{x_{FDC} \wedge x_{GFD}(k+1) = x_{GFD}(k)\} \vee \{x_{GFD}(k+1) > x_{GFD}(k)\}] \end{cases} \quad (3.14)$$

O estado estimado do modo do freio dinâmico $x_{FD}(k + 1)$ é decrescente se o estado estimado da resistência $x_{GFD}(k + 1)$ é igual ao estado atual da resistência $x(k)$ e o estado do modo do freio dinâmico é decrescente, isto é, $x_{FD}(k)$ igual à x_{FDD} , ou, se o estado estimado da resistência de freio dinâmico $x_{GFD}(k + 1)$ é menor que o estado atual da resistência de grade de freio dinâmico $x_{GFD}(k)$.

O estado estimado do modo do freio dinâmico $x_{FD}(k + 1)$ será crescente se o estado estimado da resistência de freio dinâmico $x_{GFD}(k + 1)$ for maior que o estado atual da resistência de freio dinâmico $x_{GFD}(k)$, ou, se o estado estimado da resistência $x_{GFD}(k + 1)$ for igual ao estado atual $x_{GFD}(k)$ e o estado do modo atual do freio $x_{FD}(k)$ for crescente, ou seja, $x_{FD}(k)$ igual à x_{FDC} .

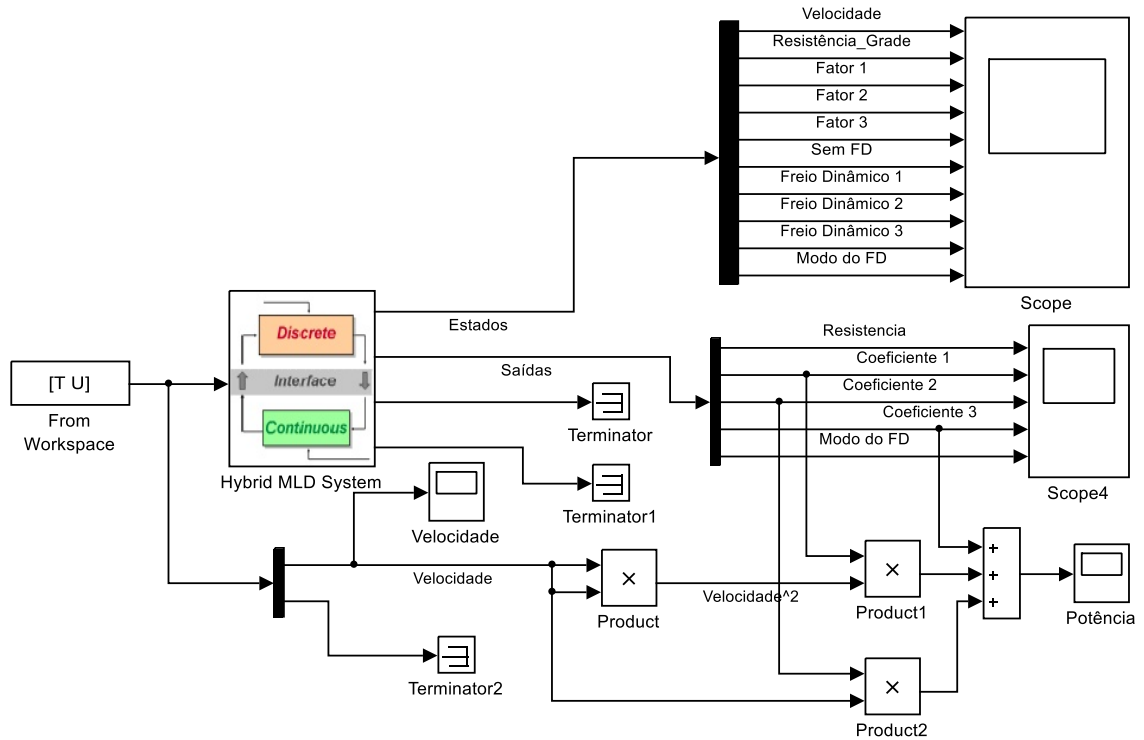
Para o estado $x_{FD}(k)$ igual à x_{FDC} , a potência máxima produzida pelos motores de tração será igual a Potência Máxima de Freio Dinâmico Crescente, $P_{FDC}(k)$, ver equação (3.15). Caso $x_{FD}(k)$ seja igual à x_{FDD} , a potência máxima de frenagem será definida conforme a Potência Máxima de Frenagem Decrescente, $P_{FDD}(k)$, ver equação (3.16), ambas equações foram obtidas por meio de regressão linear da Figura 3.8. Em ambas as equações é necessário informar a velocidade da locomotiva, $v(k)$.

$$P_{FDC}(k) = \begin{cases} 6776v(k)^2 & , \text{ se } [v(k) \leq 13,2] \\ 1173733 & , \text{ se } [13,2 < v(k) \leq 18,3] \\ 3504,8v(k)^2 & , \text{ se } [18,3 < v(k) \leq 24,4] \\ 2085016 & , \text{ se } [24,4 < v(k) \leq 29,7] \\ 152489v(k) - 2457090 & , \text{ se } [29,7 < v(k) \leq 35] \\ 2895560 & , \text{ se } [v(k) > 35] \end{cases} \quad (3.15)$$

$$P_{FDD}(k) = \begin{cases} 6776v(k)^2 & , \text{ se } [v(k) \leq 11,4] \\ 886346 & , \text{ se } [11,4 < v(k) \leq 15,9] \\ 3504,8v(k)^2 & , \text{ se } [15,9 < v(k) \leq 22,4] \\ 1760085 & , \text{ se } [22,4 < v(k) \leq 27,3] \\ 2363,7v(k)^2 & , \text{ se } [27,3 < v(k) \leq 35] \\ 2894826 & , \text{ se } [v(k) > 35] \end{cases} \quad (3.16)$$

Para comparação dos resultados, modelou-se o sistema de frenagem com a ferramenta Simulink do Matlab, em conjunto com o *toolbox* de Sistemas Híbridos¹¹ de Alberto Bemporad, sendo apresentada no diagrama da Figura 3.10.

Figura 3.10 - Modelo no Simulink dos motores de tração em frenagem dinâmica

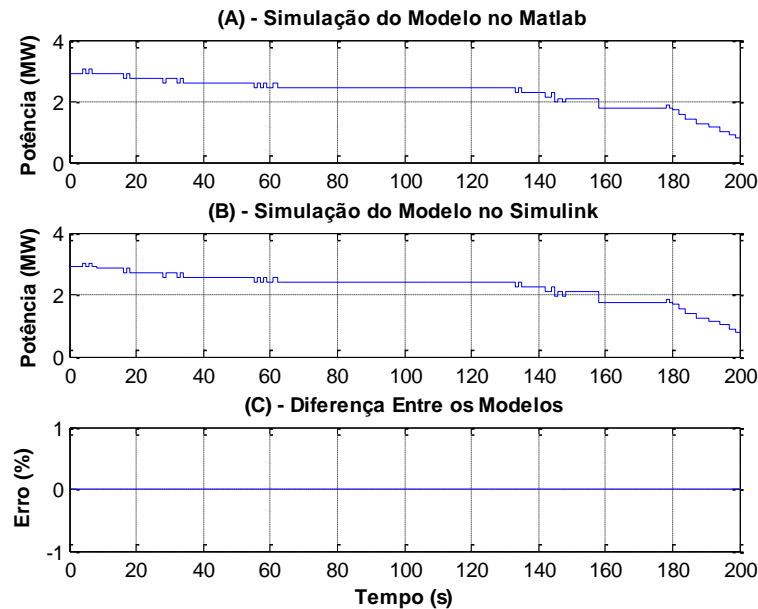


Fonte: Elaboração própria

¹¹ Toolbox disponível em <http://cse.lab.imtlucca.it/~bemporad/hybrid/toolbox>

Na simulação, utilizou-se os dados pré-carregado do *Workspace* do Matlab e, as saídas do Simulink enviadas para o próprio *Workspace*. Avaliando o resultado dos dois modelos, observou-se a resposta idêntica nos dois modelos, ver Figura 3.11.

Figura 3.11 - Comparação entre a simulação do modelo desenvolvido no *Workspace* do Matlab com a simulação do modelo desenvolvido no Simulink



Fonte: Elaboração própria

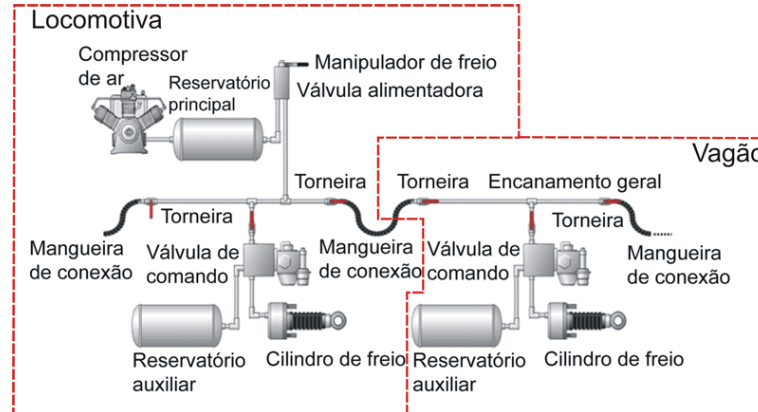
Uma vez identificado uma resposta idêntica entre os dois modelos, sendo indiferente a escolha da ferramenta computacional para modelagem do sistema, optou-se pela utilização da ferramenta Hysdel para modelagem dos demais componentes do sistema de regeneração devido à praticidade e, facilidade na utilização desta ferramenta.

3.4. MODELAGEM DO COMPRESSOR DE AR

No sistema de freio pneumático da locomotiva, utiliza-se ar comprimido, sendo este armazenado no reservatório principal de ar. Este reservatório possui capacidade de 918 L e é abastecido por um compressor, mantendo a pressão entre 125 Psi e 140 Psi. O compressor utilizado possui velocidade nominal de 7009,2 L/min e, potência nominal de 63 hp, quando em velocidade nominal de carga de 140 Psi (WABTEC CORPORATION, 2019). Entretanto, na locomotiva o

limitasse à 6680 L/min para rotação do motor a diesel em 1050 rpm. Na Figura 3.12 ilustra-se de forma simplificada o sistema de freio pneumático de uma locomotiva.

Figura 3.12 - Diagrama do sistema de freio pneumático utilizado nos trens da ferrovia em estudo

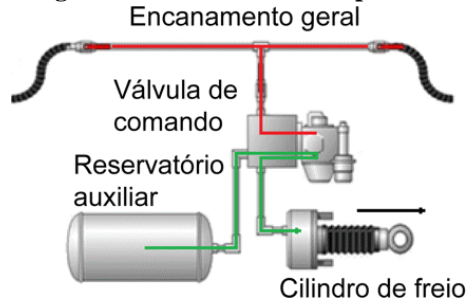


Fonte: Borba et al. (201?)

Utiliza-se o reservatório principal para fornecer ar para o reservatório auxiliar de ar do sistema de freio da locomotiva e dos vagões. O reservatório auxiliar da locomotiva e dos vagões tem capacidade de 41 L. A locomotiva é interligada aos vagões por meio do encanamento geral, mantendo a pressão nos reservatórios dos vagões com a pressão de 90 Psi para o trem com freio aliviado.

Nas aplicações de freio, retira-se pressão do encanamento geral, a diferença de pressão entre o encanamento e os reservatórios dos vagões faz que a válvula de comando drene ar do reservatório auxiliar para o cilindro de freio, conforme Figura 3.13. Nesta figura, a linha com cor vermelha representa o ar do encanamento geral com pressão menor que a linha verde, que representa o ar do reservatório auxiliar do vagão, situação em que aplica-se freio no trem.

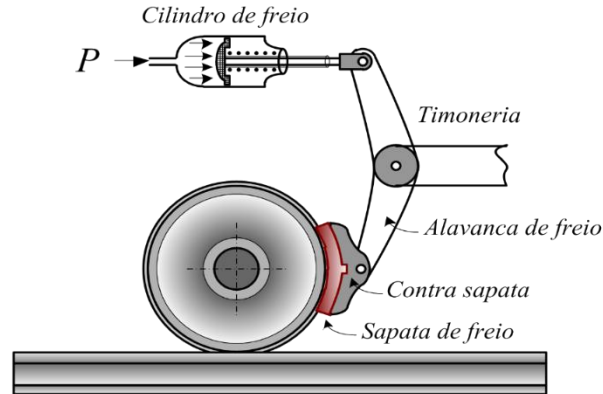
Figura 3.13 - Diagrama do sistema de freio pneumático dos vagões



Fonte: Borba et al. (201?)

O acionamento do cilindro de freio provoca a movimentação da timoneria de freio, pressionando a sapata de freio contra o rodeiro, conforme apresenta-se na Figura 3.14.

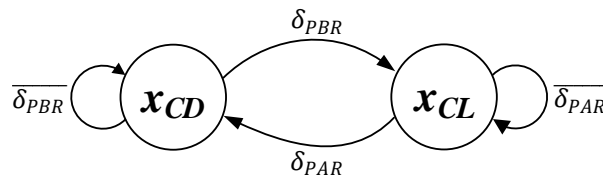
Figura 3.14 - Diagrama do atuador de freio pneumático dos vagões



Fonte: Borba et al. (201?)

O compressor de ar é acionado automaticamente pelo computador de controle da locomotiva quando a pressão no reservatório principal é menor ou igual à 125 Psi, sendo desligado automaticamente quando a pressão do reservatório atinge 140 Psi. A máquina de estado finita do compressor é ilustrada na Figura 3.15 e os estados descritos na Tabela 3.5. O vetor de eventos $\delta_C = [\delta_{PBR} \ \delta_{PAR}]$ é definido conforme equação (3.18), onde p_{RP} corresponde à pressão do reservatório principal.

Figura 3.15 - Diagrama da máquina de estado do compressor de ar do sistema de freio



Fonte: Elaboração própria

Tabela 3.5 - Estados discretos da máquina de estado finita do compressor de ar

Estado	Descrição
x_{CD}	Compressor desligado
x_{CL}	Compressor ligado

Fonte: Elaboração própria

Na equação (3.17) define-se o estado do compressor de ar, onde x_C é o estado do compressor de ar. Os eventos pressão alta do reservatório δ_{PAR} e pressão baixa δ_{PBR} são obtidos pela equação (3.18).

$$x_C(k+1) = \begin{cases} x_{CD} & , \text{ se } (x_{CD} \wedge \overline{\delta_{PBR}}) \vee (x_{CL} \wedge \delta_{PAR}) \\ x_{CL} & , \text{ se } (x_{CD} \wedge \delta_{PBR}) \vee (x_{CL} \wedge \overline{\delta_{PAR}}) \end{cases} \quad (3.17)$$

$$\delta_c = \begin{cases} [\delta_{PBR} = 1] \leftrightarrow p_{RP}(k) \leq 125 \text{ Psi} \\ [\delta_{PAR} = 1] \leftrightarrow p_{RP}(k) \geq 140 \text{ Psi} \end{cases} \quad (3.18)$$

Nos vagões, cada reservatório auxiliar é compartilhado por 2 vagões, portanto, para cada par de vagões existe apenas 1 reservatório auxiliar. A quantidade de reservatório auxiliares existente em um trem é definido pela equação (3.19), onde N_{RA} é o número de reservatórios auxiliares em um trem e N_{VAG} a quantidade de vagões.

$$N_{RA} = \frac{N_{Vag}}{2} \quad (3.19)$$

Considerando o equilíbrio térmico e lei dos gases ideais, calcula-se a quantidade de ar no reservatório pela equação (3.21).

$$N \cdot R = \frac{p \cdot V}{T} \quad (3.20)$$

onde:

N : Número de mols de gás;

R : Constante universal dos gases perfeitos;

p : Pressão;

V : Volume;

T : Temperatura do gás em Kelvin.

No vagão, o volume do reservatório auxiliar é constante e, assumindo que a variação da temperatura no processo não provoca uma variação significativa na pressão, portanto, considera-se então como um processo isotérmico. Calcula-se a quantidade de ar em cada reservatório auxiliar, q_{ArRA} , em Psi·L pela equação (3.21).

$$q_{ArRA} = V_{RA} \cdot p_{RA} \quad (3.21)$$

onde:

q_{ArRA} : Quantidade de ar em cada reservatório auxiliar

V_{RA} : Volume do reservatório auxiliar

p_{RA} : Pressão no reservatório auxiliar

A quantidade total de ar no trem, q_{ArTREM} , é calculada com o somatório do ar de todos os reservatórios auxiliares dos vagões, conforme equação (3.22).

$$q_{ArTREM} = N_{RA} \cdot q_{ArRA} \quad (3.22)$$

Substituindo a equação (3.19) e equação (3.21) na equação (3.22), obtém-se a equação (3.23).

$$q_{ArTREM} = \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA} \cdot p_{RA} \quad (3.23)$$

Com a variação na pressão nos reservatórios auxiliares, Δp_{RA} , ocorre a variação da quantidade de ar do trem, Δq_{ArTREM} , conforme a equação (3.24).

$$\Delta q_{ArTREM} = \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA} \cdot \Delta p_{RA} \quad (3.24)$$

Substituindo a variação da pressão do reservatório auxiliar Δp_{RA} pela aplicação de freio, af , sendo af a diferença de pressão no encanamento geral entre o intervalo final e inicial da aplicação de freio, calcula-se a variação da quantidade de ar do trem com a equação (3.25).

$$\Delta q_{ArTREM} = \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA} \cdot af \quad (3.25)$$

Uma vez definida a variação da quantidade de ar no trem provocada por uma aplicação de freio, calcula-se a variação da quantidade de ar do reservatório principal utilizando a equação (3.26), onde Δq_{ArRP} representa a variação da quantidade de massa de ar do reservatório principal e, V_{RP} o volume do reservatório principal.

$$\Delta q_{ArRP} = \Delta p_{RP} \cdot V_{RP} \quad (3.26)$$

Durante o alívio do freio dos vagões, o ar armazenado no reservatório principal é drenado para o encanamento geral, alimentando com ar os reservatórios auxiliares dos vagões. Portanto, o somatório da variação da quantidade de ar dos reservatórios auxiliar dos vagões provoca a mesma variação da quantidade de ar no reservatório principal, sendo definida pela equação (3.27).

$$\Delta q_{ArRP} = \Delta q_{ArTREM} \quad (3.27)$$

Substituindo a equação (3.25) e, a equação (3.26) na equação (3.27), obtém-se a equação (3.28).

$$\Delta p_{RP} \cdot V_{RP} = \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA} \cdot af \quad (3.28)$$

Reorganizando a equação (3.28), obtém-se a equação (3.29) para cálculo da variação de pressão no reservatório principal provocada pela aplicação de freio.

$$\Delta p_{RP} = \frac{N_{Vag} \cdot V_{RA} \cdot af}{2V_{RP}} \quad (3.29)$$

Contudo, caso a pressão no encanamento seja inferior à 90 Psi após alívio do freio, ou seja, a quantidade de ar no reservatório principal é insuficiente para encher os reservatórios auxiliares com a pressão de 90 Psi, a pressão final do reservatório principal será igual à pressão final dos reservatórios auxiliares. Assumindo que a aplicação de freio af é a soma de duas aplicações de freio, equação (3.30), onde parte da aplicação de freio, correspondente à af_1 provoca a redução de pressão do reservatório principal da pressão atual para 90 Psi, e a aplicação correspondente à af_2 faz com que a pressão do reservatório reduza de 90 Psi para a pressão final da aplicação de freio.

$$af = af_1 + af_2 \quad (3.30)$$

A partir da equação (3.29), a variação de pressão provocada pela af_1 pode ser calculada por meio da equação (3.31).

$$p_{RP} - 90 = \frac{N_{Vag} \cdot V_{RA} \cdot af_1}{2V_{RP}} \quad (3.31)$$

Isolando af_1 na equação (3.31), obtém-se então na equação (3.32).

$$af_1 = \frac{(P_{RP} - 90) \cdot 2V_{RP}}{N_{Vag} \cdot V_{RA}} \quad (3.32)$$

Considerando agora a pressão inicial dos reservatórios auxiliares e reservatório principal sendo 90 Psi, a pressão final do reservatório principal, após a aplicação af_2 no sistema, será menor que 90 Psi, ocorrendo o equilíbrio de pressão entre os reservatórios, conforme a equação (3.33).

$$\Delta p_{Trem} = \Delta p_{RP} = \Delta p_{RA} = 90 - p_{RPfinal} = 90 - p_{RAfinal} \quad (3.33)$$

onde:

Δp_{Trem} : Variação de pressão no trem;

Δp_{RP} : Variação de pressão no reservatório principal;

Δp_{RA} : Variação de pressão nos reservatórios auxiliares;

$p_{RPfinal}$: Pressão no reservatório principal final;

$p_{RAfinal}$: Pressão no reservatório auxiliar final.

Calcula-se a variação da quantidade de ar no trem multiplicando a variação de pressão pelo volume total do trem, conforme a equação (3.34).

$$\Delta q_{aTrem} = \Delta p_{Trem} \cdot \left(V_{RP} + \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA} \right) \quad (3.34)$$

A variação da quantidade de ar no trem também pode ser calculada como a quantidade de ar do reservatório principal mais, o somatório da quantidade de ar de todos os reservatórios auxiliares, menos a quantidade de ar drenado dos reservatórios auxiliares na aplicação de freio af_2 , sendo a equação (3.35).

$$\Delta q_{aTrem} = q_{aRP} + q_{aRA} \cdot \frac{N_{Vag}}{2} - q_{AAF} \cdot \frac{N_{Vag}}{2} \quad (3.35)$$

Igualando a equação (3.34) com a equação (3.35), resulta a equação (3.36).

$$\left(V_{RP} + \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA} \right) \cdot \Delta p_{RP}(k) = p_{RP} \cdot V_{RP} + p_{RA} \cdot V_{RA} \cdot \frac{N_{Vaf}}{2} - V_{RA} \cdot \frac{N_{Vag}}{2} \cdot af_2 \quad (3.36)$$

Isolando af_2 da equação (3.30), obtém-se a equação (3.37).

$$af_2 = af - af_1 \quad (3.37)$$

Substituindo (3.37) na equação (3.36), resultando a equação (3.38).

$$\left(V_{RP} + \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA} \right) \cdot \Delta p_{RP}(k) = 90 \cdot V_{RP} + p_{RA} \cdot V_{RA} \cdot \frac{N_{Vaf}}{2} - V_{RA} \cdot \frac{N_{Vag}}{2} \cdot (af - af_1) \quad (3.38)$$

Obtém-se a equação (3.39) isolando a variação de pressão do reservatório principal da equação (3.38).

$$\Delta p_{RP}(k) = \frac{90 \cdot V_{RP} + p_{RA} \cdot V_{RA} \cdot \frac{N_{Vaf}}{2} - V_{RA} \cdot \frac{N_{Vag}}{2} \cdot \left(af - \frac{(p_{RP} - 90) \cdot 2V_{RP}}{N_{Vag} \cdot V_{RA}} \right)}{V_{RP} + \frac{N_{Vag}}{2} \cdot V_{RA}} \quad (3.39)$$

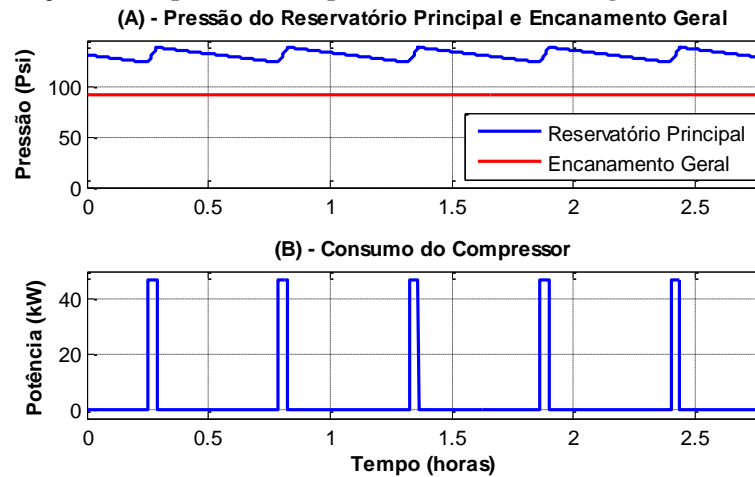
Reorganizando a equação (3.39), obtém-se a equação (3.40).

$$\boxed{\Delta p_{RP}(k) = \frac{2p_{RP} \cdot V_{RP} + N_{Vag} \cdot V_{RA} \cdot p_{RAAF} - N_{Vag} \cdot V_{RA} \cdot af}{2V_{RP} + N_{Vag} \cdot V_{RA}}} \quad (3.40)$$

Nas Equações (3.39) e (3.40), N_{Vag} é o número de vagões do trem, V_{RA} o volume do reservatório auxiliar dos vagões em litros, V_{RP} o volume do reservatório principal da locomotiva em litros, $af(k - 1)$ é a pressão de freio em Psi e p_{RAAF} a pressão em Psi nos reservatórios auxiliares dos vagões antes da aplicação de freio. Ambas as equações foram modeladas a partir da informação do volume dos reservatórios e das pressões de operação.

Considerando um trem com formação típica de 84 vagões¹², taxa de vazamento de 0,5 Psi/min¹³ e sem aplicação de freio, o sistema de freio apresenta o comportamento ilustrado na Figura 3.16. O consumo do compressor de ar quando ligado é de 46,9 kW (63 hp).

Figura 3.16 - Simulação do compressor de ar para um trem com 84 vagões e vazamento de 0,5 Psi/min



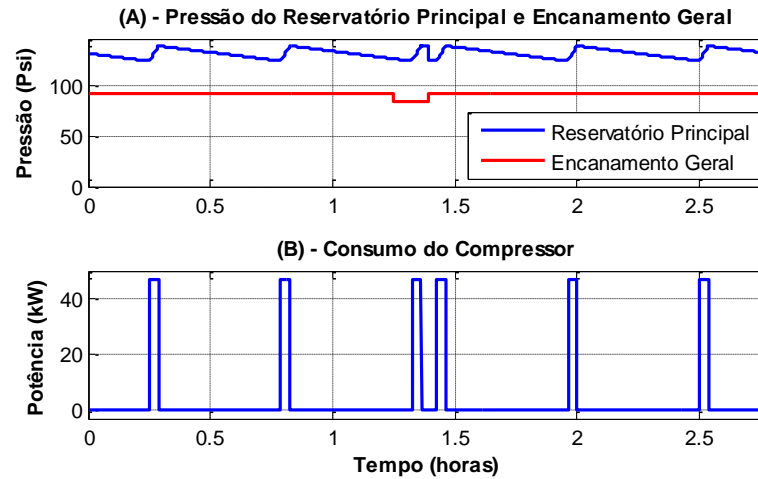
Fonte: Elaboração própria

¹² Na ferrovia em estudo, 1 lote corresponde à 84 vagões devido esta ser a quantidade máxima de vagões de alguns pátios. Os trens são formados com 1, 2, 3 ou 4 lotes.

¹³ É permitido vazamento de ar até 1,5 Psi/min, sendo verificado na formação do trem.

Simulando uma aplicação mínima de freio, que corresponde à uma aplicação de 7 Psi de freio, o comportamento do sistema de freio é apresentado na Figura 3.17.

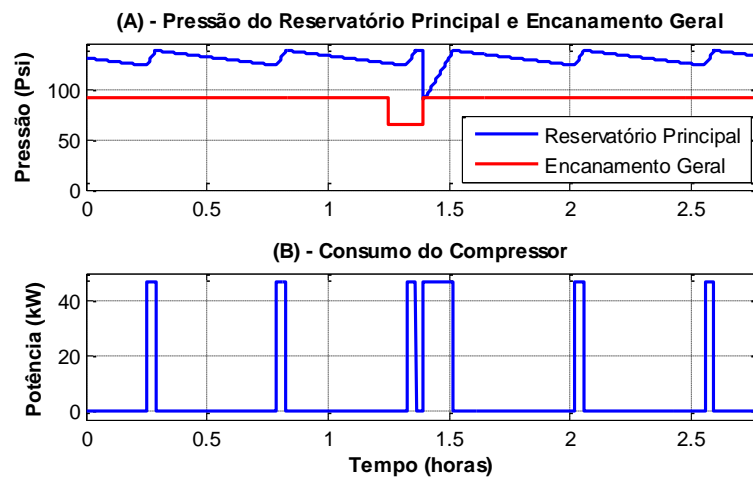
Figura 3.17 - Simulação do compressor de ar para um trem com 84 vagões, aplicação de freio de 7 Psi e vazamento de 0,5 Psi/min



Fonte: Elaboração própria

Simulando o mesmo trem, mas com uma aplicação total de freio, que corresponde à redução de 27 Psi no encanamento geral no instante 1,25 h e liberação do freio no instante 1,4 h, o sistema de freio apresentou o comportamento ilustrado na Figura 3.18.

Figura 3.18 - Simulação do compressor de ar para um trem com 84 vagões, aplicação de freio de 27 Psi e vazamento de 0,5 Psi/min



Fonte: Elaboração própria

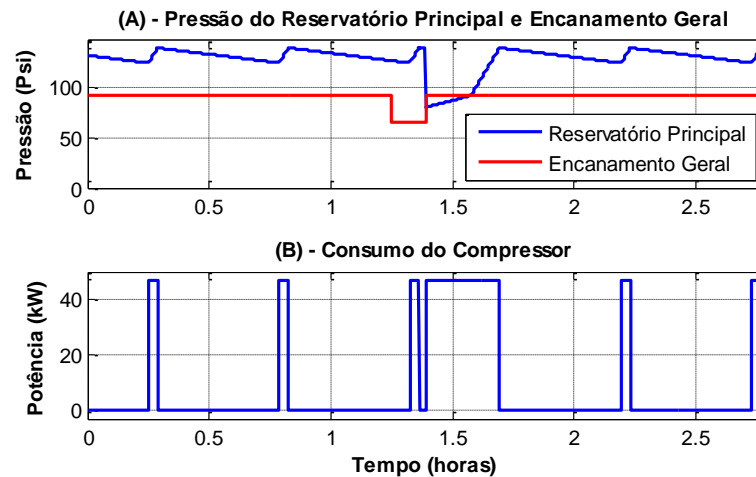
No alívio do freio, o ar do reservatório principal é drenado para o encanamento geral, reduzindo a pressão de ar deste reservatório. O cálculo da variação de pressão no reservatório principal

provocada pela aplicação de freio é obtido pela equação (3.29), sendo apresentada na equação (3.41).

$$\Delta p_{RP}(k) = \frac{V_{Vag} \cdot V_{RA} \cdot af(k-1)}{2V_{RP}} = \frac{84 \cdot 41 \cdot 27}{2 \cdot 918} = \boxed{50,6 \text{ Psi}} \quad (3.41)$$

Modificando-se a quantidade de vagões do trem de 84 para 168, aplicando freio total de serviço no mesmo instante e, posteriormente aliviando o freio, o resultado da simulação é apresentado na Figura 3.19.

Figura 3.19 - Simulação do compressor de ar para um trem com 168 vagões, aplicação de freio de 27 Psi e vazamento de 0,5 Psi/min



Nesta última simulação, a pressão final do reservatório principal após o alívio do freio é inferior à 90 Psi, portanto, calcula-se a variação da pressão no reservatório principal pelo alívio do freio utilizando a equação (3.40), resultando a variação de 72,389 Psi.

Simulações com outras formações de trens e taxa de vazamento não são apresentadas neste trabalho por limitação de espaço. O instante da aplicação do freio e o período deste aplicado não interfere no consumo do compressor, apenas o instante de alívio do freio, onde ocorre a redução de pressão do reservatório principal, alterando o consumo e funcionamento do compressor de ar.

3.5. MODELAGEM DO VENTILADOR DO RADIADOR

Avaliando o comportamento do motor a diesel, cujo ventilador do radiador faz parte do sistema de arrefecimento, o ponto de aceleração determina a potência produzida pelo motor. Portanto,

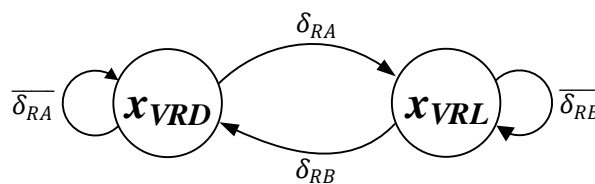
esta variável é necessária em conjunto com a temperatura ambiente para determinar a temperatura do motor.

Os motores a combustão normalmente apresentam baixo rendimento da energia produzida e, na locomotiva, o maior rendimento é obtido com o maior ponto de aceleração, sendo o ponto 8, correspondendo à 40,36%, conforme Tabela 2.1. Portanto, quanto maior o ponto de aceleração, maior a potência produzida pelo motor a diesel e, conseqüentemente, maior a energia perdida neste motor. Parte da energia não utilizada pelo motor a combustão é convertida em energia térmica, acarretando o aumento da temperatura do motor.

Para o controle adequado da temperatura do motor a diesel em níveis aceitáveis, utiliza-se o sistema de arrefecimento para garantir que este motor trabalhe com temperatura entre 87 a 95°C. No sistema de arrefecimento, o ventilador do radiador utilizado possui potência nominal de 57 hp, que corresponde à 42,5 kW.

Na modelagem do ventilador do radiador, definiu-se o *setpoint* de 95°C para ligar o ventilador e, 87°C para desligá-lo. Utilizou-se dois estados para representar a máquina de estado deste modelo, sendo um estado para representar o ventilador ligado e o segundo para representar desligado. Na Figura 3.20 ilustra a máquina de estado discreta do ventilador do radiador e, os estados finitos estão descritos na Tabela 3.6. O vetor de eventos $\delta_{VR} = [\delta_{RA} \ \delta_{RB}]$ é definido pela equação (3.42), onde T_{MD} corresponde a temperatura do motor a diesel.

Figura 3.20 - Diagrama da máquina de estado do ventilador do radiador da locomotiva



Fonte: Elaboração própria

Tabela 3.6 - Estados discretos da máquina de estado do ventilador do radiador

Estado	Descrição
x_{VRD}	Ventilador do radiador desligado
x_{VRL}	Ventilador do radiador ligado

Fonte: Elaboração própria

$$\delta_{VR} = \begin{cases} [\delta_{RA} = 1] \leftrightarrow T_{MD}(k) \geq 95^{\circ}C \\ [\delta_{RB} = 1] \leftrightarrow T_{MD}(k) \leq 87^{\circ}C \end{cases} \quad (3.42)$$

A máquina de estado apresentada no diagrama da Figura 3.20 pode ser representada pela equação (3.43), sendo esta a equação de transição de estado.

$$x_{vr}(k+1) = \begin{cases} x_{VRD} & , \text{ se } (x_{VRD} \wedge \overline{\delta_{RA}}) \vee (x_{VRL} \wedge \delta_{RB}) \\ x_{VRL} & , \text{ se } (x_{VRD} \wedge \delta_{RA}) \vee (x_{VRL} \wedge \overline{\delta_{RB}}) \end{cases} \quad (3.43)$$

A estimação da temperatura do motor a diesel, $x_{tr}(k+1)$, é realizada utilizando a equação (3.44) com os dados de ponto de aceleração, temperatura ambiente e estado do ventilador. Esta equação foi obtida utilizando informações levantadas em campo, podendo apresentar alterações conforme a variação de alguma variável, tal como temperatura ambiente, altitude, velocidade do vento, etc.

$$x_{tr}(k+1) = \begin{cases} x_{tr}(k) + \left(\frac{TLS_{RAD} - TDS_{RAD}}{\tau_{AMC}} \right) \left(\frac{Pt}{Pt_{Max}} \right) - (x_{tr}(k) - T_A)F_{DR} & , \text{ se } (x_{VRD}) \\ x_{tr}(k) - \left(\frac{TLS_{RAD} - TDS_{RAD}}{\tau_{RLS}} \right) + \left(\frac{TLS_{RAD} - TDS_{RAD}}{\tau_{AMC}} \right) \left(\frac{Pt}{Pt_{Max}} - 1 \right) - (x_{tr}(k) - T_A)F_{DR} & , \text{ se } (x_{VRL}) \end{cases} \quad (3.44)$$

onde:

x_{tr} : Estado com a temperatura do radiador;

TLS_{RAD} : Temperatura máxima de regime do motor (95°C);

TDS_{RAD} : Temperatura mínima de regime do motor (87°C);

Pt : Ponto de aceleração;

Pt_{Max} : Ponto máximo de aceleração (ponto 8);

τ_{AMC} : Tempo de 3 minutos para aquecimento do motor de TDS_{RAD} para TLS_{RAD} com Pt_{Max} ;

τ_{RLS} : Tempo de 20 minutos para resfriamento do motor de TLS_{RAD} para TDS_{RAD} com Pt_{Max} ;

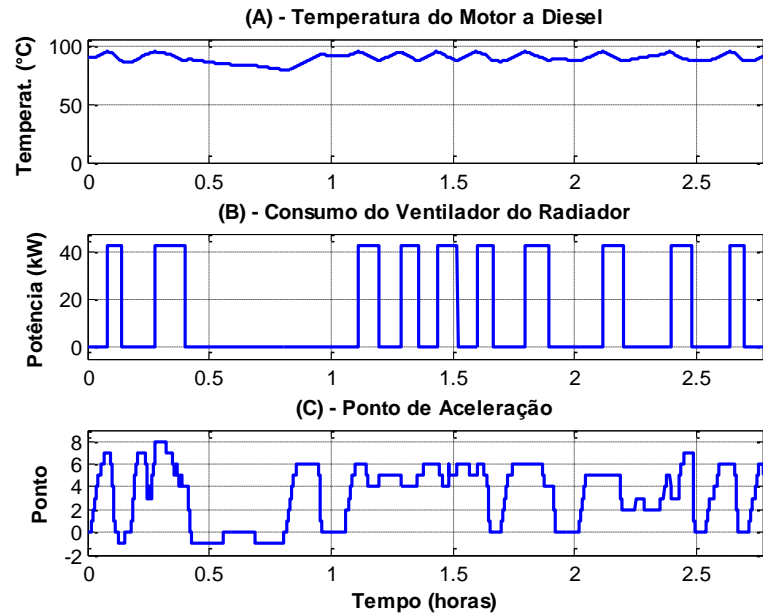
T_A : Temperatura ambiente;

F_{DR} : Fator de dissipação do radiador sem ventilação forçada ($50,9 \times 10^{-6}$).

O consumo do ventilador do radiador para a simulação descrita acima é apresentado na Figura 3.21, onde a Figura 3.21(A) representa a temperatura do motor a diesel, Figura 3.21(B) o

consumo de energia do ventilador e Figura 3.21(C) o ponto de aceleração. Na Figura 3.21(C), o ponto de aceleração -1 representa a locomotiva no modo frenagem dinâmica.

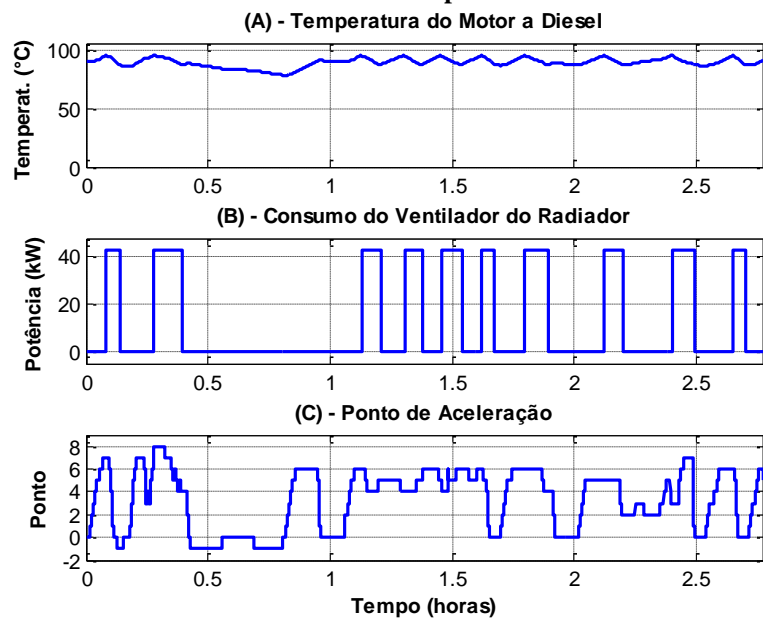
Figura 3.21 - Simulação do ventilador do radiador avaliando a potência demandada com temperatura ambiente de 30°C



Fonte: Elaboração própria

Arbitrou-se na simulação acima a temperatura ambiente de 30°C. A alteração da temperatura ambiente modifica a frequência e o intervalo para acionamento do ventilador. A alteração da temperatura ambiente para 15°C resulta no comportamento ilustrado na Figura 3.22.

Figura 3.22 - Simulação do ventilador do radiador avaliando a temperatura do motor a diesel e o estado do ventilador do radiador com a temperatura ambiente de 15°C



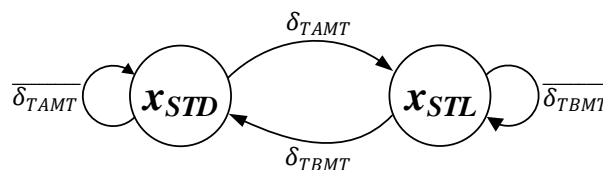
Fonte: Elaboração própria

3.6. MODELAGEM DOS SOPRADORES DOS MOTORES DE TRAÇÃO

De forma geral, o comportamento dos sopradores dos motores de tração é similar ao ventilador do radiador, diferenciando que a temperatura monitorada neste sistema é a temperatura dos motores de tração no lugar da temperatura do motor a diesel. Esta similaridade faz que a modelagem deste sistema também utilize apenas 2 estados para identificar se os sopradores estão ligados ou desligados, diferenciando apenas o estado contínuo que estima a temperatura, pois neste sistema a temperatura dos motores de tração depende basicamente da temperatura ambiente e da corrente dos motores de tração.

O diagrama de estado dos sopradores dos motores de tração é ilustrado na Figura 3.23, o vetor de eventos $\delta_{SMT} = [\delta_{TAMT} \ \delta_{TBMT}]$ é definido pela equação (3.45), onde T_{MT} é a temperatura dos motores de tração. Os estados desta máquina são descritos na Tabela 3.7.

Figura 3.23 - Máquina de estado dos sopradores dos motores de tração



Fonte: Elaboração própria

Tabela 3.7 - Descrição dos estados discretos da máquina de estado finita dos sopradores dos motores de tração

Estado	Descrição
x_{STD}	Sopradores dos motores de tração desligados
x_{STL}	Sopradores dos motores de tração ligados

Fonte: Elaboração própria

$$\delta_{SMT} = \begin{cases} [\delta_{TAMT} = 1] \leftrightarrow T_{MT}(k) \geq 95^{\circ}C \\ [\delta_{TBMT} = 1] \leftrightarrow T_{MT}(k) \leq 35^{\circ}C \end{cases} \quad (3.45)$$

A equação de transição de estado do diagrama da Figura 3.23 é definida pela equação (3.46).

$$x_{SMT}(k+1) = \begin{cases} x_{STD} & , \text{ se } (x_{STD} \wedge \overline{\delta_{TAMT}}) \vee (x_{STL} \wedge \delta_{TBMT}) \\ x_{STL} & , \text{ se } (x_{STD} \wedge \delta_{TAMT}) \vee (x_{STL} \wedge \overline{\delta_{TBMT}}) \end{cases} \quad (3.46)$$

A temperatura dos motores de tração é estimada por um estado contínuo depende da temperatura ambiente e, da corrente dos motores de tração, conforme a equação (3.47).

$$x_{tmt}(k+1) = \begin{cases} x_{tmt}(k) + \left(\frac{T_{LSMT} - T_{DSMT}}{60\tau_{AMC}} \right) \left(\frac{I_{MT}(k)}{I_{MMT}} \right) - (x_{tmt}(k) - T_A)F_{DRMT} & , \text{ se } (x_{STD}) \\ x_{tmt}(k) + \left(\frac{T_{LSMT} - T_{DSMT}}{60\tau_{AMC}} \right) \left(\frac{I_{MT}(k)}{I_{MMT}} - 1 \right) - (x_{tmt}(k) - T_A)F_{DRMT} & , \text{ se } (x_{STL}) \end{cases} \quad (3.47)$$

onde:

x_{mt} : Estado temperatura dos motores de tração;

T_{LSMT} : Temperatura para ligar os sopradores dos motores de tração;

T_{DSMT} : Temperatura para desligar os sopradores dos motores de tração;

τ_{RSL} : Tempo em minutos para resfriamento dos motores de tração com os sopradores ligados;

τ_{AMC} : Tempo em minutos para aquecer os motores de tração com a corrente máxima;

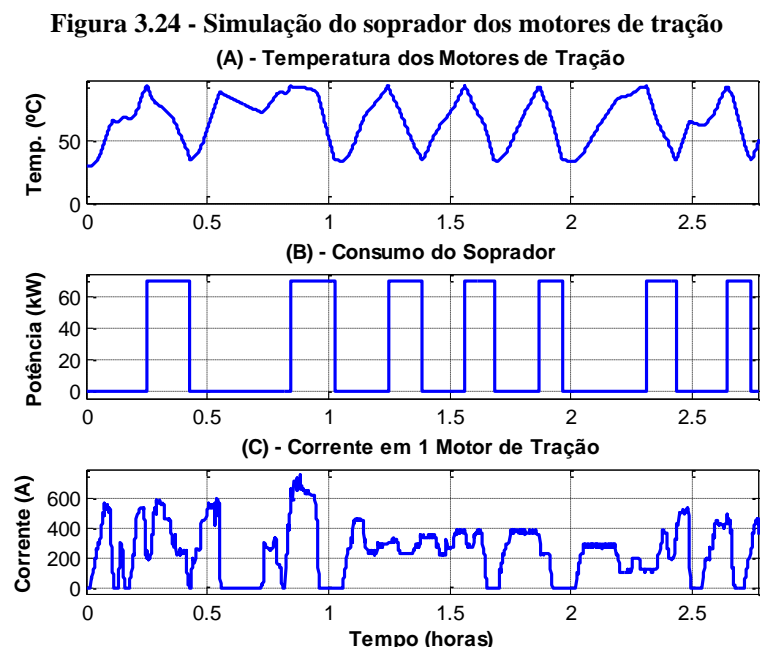
I_{MT} : Corrente em 1 dos motores de tração, pois o registrador de eventos armazena a corrente de apenas 1 dos motores;

I_{MMT} : Corrente máxima nos motores de tração (valor para 1 motor de tração);

T_A : Temperatura ambiente;

F_{DRMT} : Fator de dissipação dos motores de tração.

Arbitrou-se na modelagem o tempo de 3 minutos para os motores de tração sair da temperatura T_{DSMT} para T_{LDMT} com a corrente máxima nos motores de tração I_{MMT} e, tempo de 5 minutos para resfriamento dos motores de tração da temperatura T_{LDMT} para T_{DSMT} com os sopradores ligados. Apresenta-se na Figura 3.24(A) a temperatura dos motores de tração, na Figura 3.24(B) o estado dos sopradores, onde 1 corresponde aos sopradores ligados e 0 os sopradores desligados e, na Figura 3.24(C) a corrente em 1 dos motores de tração.



Fonte: Elaboração própria

A alteração da temperatura ambiente muda completamente o resultado da simulação, facilitando ou dificultando a transferência de calor para o ambiente. Na simulação acima foi utilizado a temperatura ambiente de 30°C.

3.7. MODELAGEM DO SOPRADOR DO ALTERNADOR

Nas locomotivas, o Alternador de Tração ou Gerador Principal é a máquina que alimenta os motores de tração, essa alternador possui um soprador para seu resfriamento com potência nominal de 47 hp, correspondendo à 35,05 kW. A equação (3.48) estima a temperatura do Alternador de Tração, arbitrou-se o tempo de 30 minutos para resfriamento naturalmente do alternador de 80°C para 50°C com a temperatura ambiente de 30°C, sendo obtido o fator de dissipação de calor de $5,09 \cdot 10^{-4} \text{C/s}$.

$$T_{AT}(k+1) = T_{AT}(k) - (T_{AT}(k) - T_A) \cdot F_{DRA} \quad (3.48)$$

onde:

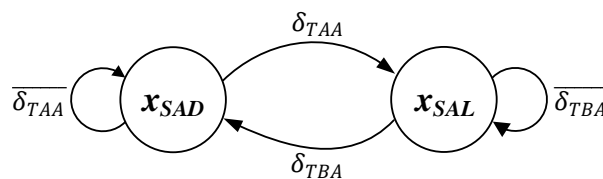
T_{AT} : Temperatura do Alternador de Tração (°C);

T_A : Temperatura ambiente (°C);

F_{DRA} : Fator de dissipação do Alternador de Tração (°C/s).

O comportamento da máquina de estado do soprador de ar do Alternador Principal pode ser representado por meio de dois estados, sendo os estados ligado e desligado, sendo descritas na Tabela 3.8. A representação da máquina de estado do soprador do Alternador Principal é ilustrada na Figura 3.25. O vetor de eventos $\delta_{SA} = [\delta_{TAA} \ \delta_{TBA}]$ é obtido pela equação (3.49), onde T_{AT} corresponde a temperatura do alternador de tração.

Figura 3.25 - Máquina de estado do soprador do alternador



Fonte: Elaboração própria

Tabela 3.8 - Descrição dos estados discretos da máquina de estado finita do soprador do alternador principal

Estado	Descrição
x_{SAD}	Sopradores do alternador principal ligado
x_{SAL}	Sopradores do alternador principal desligado

Fonte: Elaboração própria

$$\delta_{SA} = \begin{cases} [\delta_{TAA} = 1] \leftrightarrow T_{AT}(k) \geq 80^\circ\text{C} \\ [\delta_{TBA} = 1] \leftrightarrow T_{AT}(k) \leq 35^\circ\text{C} \end{cases} \quad (3.49)$$

A equação de transição de estado da máquina ilustrada na Figura 3.25 é definida na equação (3.50).

$$x_{SAP}(k+1) = \begin{cases} x_{SAD} & , \text{ se } (x_{SAD} \wedge \overline{\delta_{TAA}}) \vee (x_{SAL} \wedge \delta_{TBA}) \\ x_{SAL} & , \text{ se } (x_{SAD} \wedge \delta_{TAA}) \vee (x_{SAL} \wedge \overline{\delta_{TBA}}) \end{cases} \quad (3.50)$$

Para cálculo do fator de dissipação de calor do Alternador Principal, arbitrou-se o tempo de 5 minutos com o soprador ligado para a temperatura do alternador reduzir de 80°C para 35°C, conforme a equação (3.51).

$$FD_{SL} = \frac{80 - 35}{5 \cdot 60} = \boxed{0,15^\circ\text{C/s}} \quad (3.51)$$

A temperatura do Alternador de Tração é diretamente proporcional à corrente dos motores de tração, onde a corrente do Alternador de Tração corresponde à somatório das correntes dos motores de tração. Portanto, utiliza-se a equação (3.52) para calcular o fator de aquecimento do alternador provocado pela corrente dos motores de tração.

$$FA_C = \frac{(T_{LSop} - T_{DSop})}{60\tau_{AMC} \cdot I_{MMT}} \quad (3.52)$$

onde:

FA_C : Fator de aquecimento do Alternador Principal;

T_{LSop} : Temperatura para ligar o soprador;

T_{DSop} : Temperatura para desligar o soprador;

τ_{AMC} : Tempo em minutos necessário para atingir temperatura;

I_{MMT} : Corrente máxima dos motores de tração.

Arbitrou-se a temperatura de 80°C para ligar o soprador, 35°C para desligá-lo e, tempo de 8 minutos para aquecer o alternador com a corrente máxima dos motores de tração, I_{MMT} de 800 A. Para tais valores, o fator de aquecimento de corrente do Alternador Principal será conforme a equação (3.53).

$$FA_C = \frac{(80 - 35)}{60 \cdot 8 \cdot 800} = \boxed{1,87 \cdot 10^{-4}^\circ\text{C/A}} \quad (3.53)$$

Utiliza-se um fator tensão, FA_V , para, em conjunto com a corrente, determinar o aumento de temperatura do alternador provocado pela potência produzida. O fator tensão é calculado conforme equação (3.54).

$$FA_V = \frac{(T_{LSop} - T_{DSop})}{60\tau_{AMV} \cdot V_{MMT}} \quad (3.54)$$

onde:

FA_V : Fator de aquecimento do Alternador de Tração referente à tensão;

T_{LSop} : Temperatura para ligar o soprador;

T_{DSop} : Temperatura para desligar o soprador;

τ_{AMV} : Tempo em minutos necessário para atingir temperatura provocado pela tensão;

V_{MMT} : Tensão máxima sobre os motores de tração.

Arbitrando o tempo de 30 minutos¹⁴ para o alternador atingir a temperatura máxima provocada pela tensão, o fator de aquecimento referente à tensão será conforme a equação (3.55).

$$FA_V = \frac{(80 - 35)}{60 \cdot 30 \cdot 1290} = \boxed{1,93 \cdot 10^{-5} \text{C/V}} \quad (3.55)$$

A equação de estado contínuo da temperatura do Alternador Principal é representada pela equação (3.56).

$$x_{TAT}(k + 1) = \begin{cases} x_{TAT}(k) + 1,87 \cdot 10^{-4} I_{MT}(k) + 1,93 \cdot 10^{-5} V_{MT}(k) & , \text{ se } (x_{SAD}) \\ x_{TAT}(k) + 1,87 \cdot 10^{-4} I_{MT}(k) + 1,93 \cdot 10^{-5} V_{MT}(k) - 0,15 & , \text{ se } (x_{SAL}) \end{cases} \quad (3.56)$$

Onde:

x_{TAT} : Estado da temperatura do Alternador de Tração;

I_{MT} : Corrente em um motor de tração;

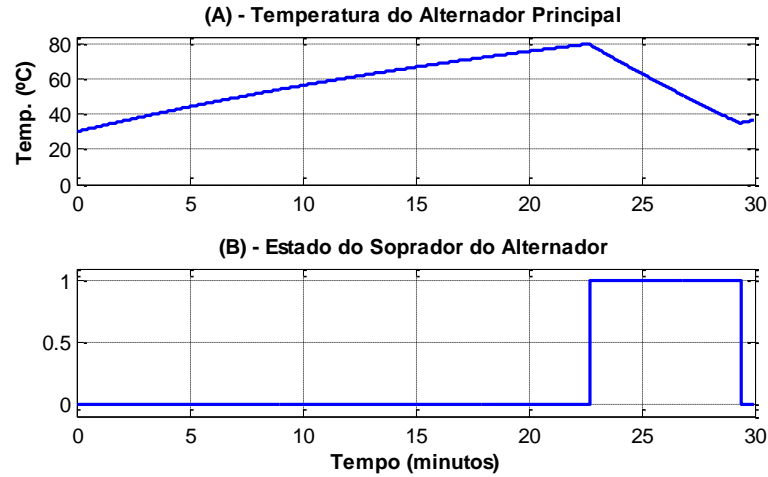
V_{MT} : Tensão sobre os motores de tração.

Em uma simulação do modelo considerando inicialmente a temperatura do alternador em 35°C, a corrente e a tensão nos motores de tração fixas respectivamente em 380 A e 200 V, a curva com a temperatura do Alternador Principal é apresentada na Figura 3.26(A). Na Figura 3.26(B)

¹⁴ Valor arbitrado de acordo com informações levantadas em campo, podendo sofrer alterações conforme a mudança na temperatura ambiente, altitude ou condições climáticas.

apresenta-se o funcionamento do soprador do alternador, onde 0 representa o soprador desligado e 1 ligado.

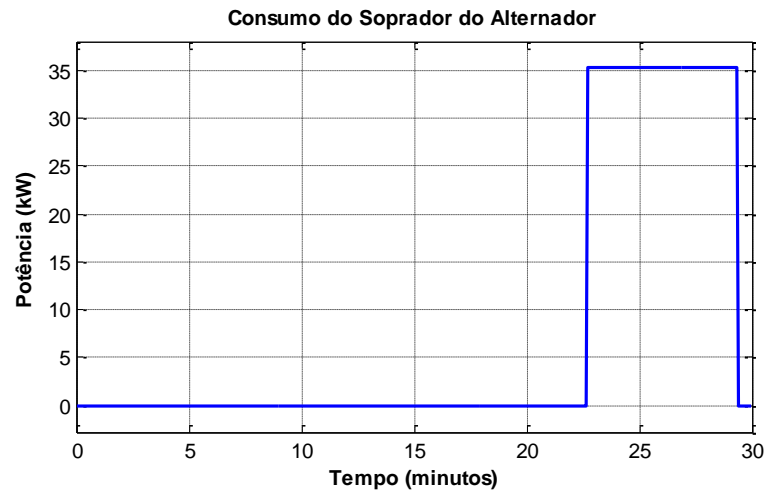
Figura 3.26 - Simulação do soprador do alternador principal com corrente de 380 A e tensão de 200 V



Fonte: Elaboração própria

Na simulação ilustrada na Figura 3.6, não houve consumo de energia até o intervalo 22,5 minutos. Entre 22,5 e 29 minutos, foi demandado a potência de 35,25 kW pelo soprador e, o consumo apresentado na Figura 3.27.

Figura 3.27 - Consumo do soprador do alternador principal com corrente de 380 A e tensão de 200 V

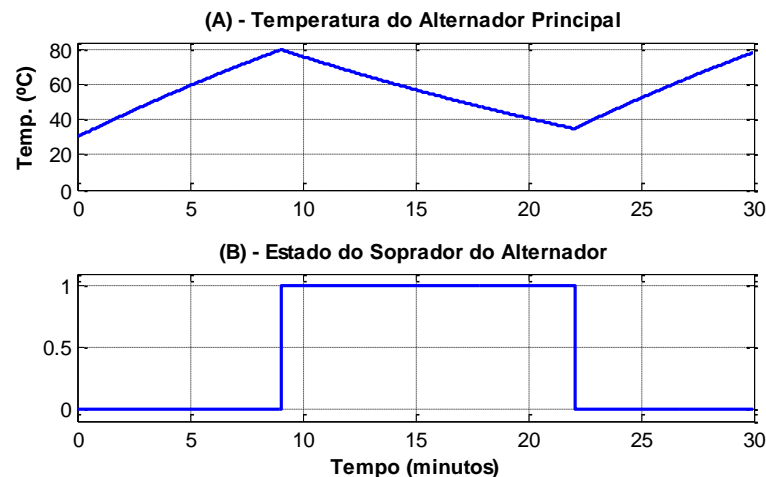


Fonte: Elaboração própria

Em uma segunda simulação, considerando o Alternador Principal trabalhando com a potência máxima, ou seja, 4.000 hp, com corrente de 800 A e tensão de 468,75 V nos motores de tração,

a temperatura do Alternador Principal é ilustrada na Figura 3.28(A). Na Figura 3.28(B) apresenta-se o funcionamento do soprador, onde 0 é desligado e 1 ligado.

Figura 3.28 - Simulação do soprador do alternador principal para a potência máxima de saída do alternador



Fonte: Elaboração própria

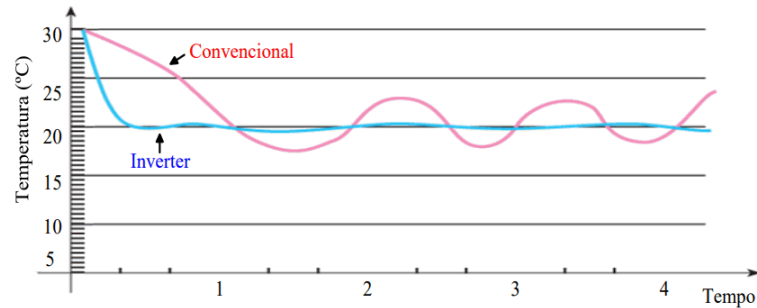
3.8. MODELAGEM DO AR CONDICIONADO

Na locomotiva BB40-9MW, o ar-condicionado é uma carga relativamente pequena quando comparada com as demais cargas do circuito auxiliar e, seu consumo de energia dependente de diversos fatores, tais como temperatura ambiente, temperatura interna, temperatura de referência do ar-condicionado (*setpoint* de temperatura), etc. Devido à falta de dados do ar-condicionado, na modelagem adotou-se o consumo médio de 70% da capacidade de refrigeração máxima.

O ar-condicionado utilizado é o modelo 41A314692AMP13 da Dayton Phoenix, não sendo encontrado informações sobre o consumo deste. Pelos dados do inversor que o alimenta, estima-se que este tenha potência nominal de 22.000 btu e seu funcionamento seja similar à um ar condicionado do tipo *inverter*, como os existentes no mercado para uso comercial e residencial.

Neste tipo de ar-condicionado, a temperatura ambiente tem uma pequena oscilação sobre a temperatura de referência, conforme apresentado na Figura 3.29.

Figura 3.29 - Comparação da temperatura ambiente utilizando ar-condicionado convencional com o ar condicionado *inverter*



Fonte: Marangoni et al. (2019)

Na modelagem, adotou-se de forma empírica uma equação que emula o comportamento do consumo do ar-condicionado. Quando ligado, o consumo médio corresponde à 70% da sua potência máxima, sendo acrescentado uma componente senoidal de baixa frequência para representar a variação de consumo provocada pela variação da temperatura com relação ao *setpoint*, ver equação (3.57).

$$P_{AC}(k) = Ch_{LDAC}(k) \cdot P_{BTU} \cdot F_{CBW} \cdot F_U \left(1 + F_O \cdot \text{sen} \left(\frac{k - \tau_{ACL}}{200\pi} + \frac{3,75\pi}{2} \right) \right) \quad (3.57)$$

onde, nesta equação:

P_{AC} : Potência do ar-condicionado em W;

Ch_{LDAC} : Chave liga/desliga do ar-condicionado (0 para o ar desligado e 1 ligado);

P_{BTU} : Potência do ar-condicionado em btu (22.000);

F_{CBW} : Fator de conversão de btu para W (0,2929);

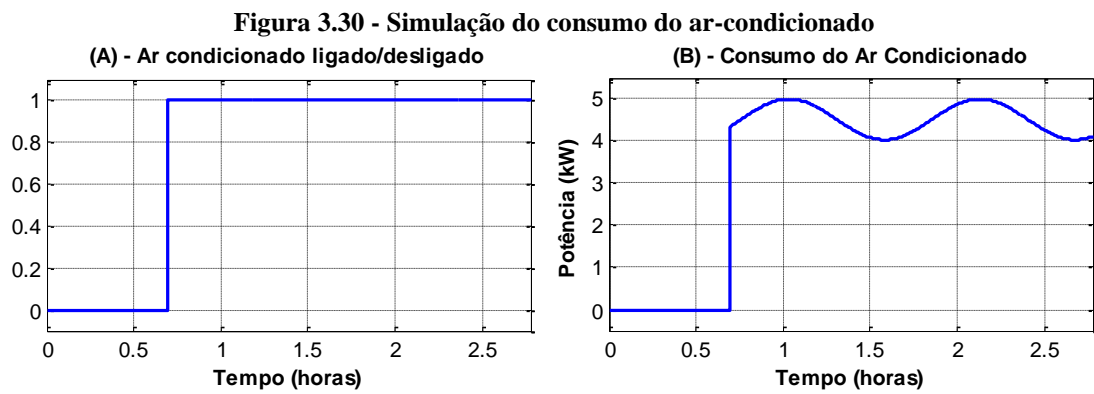
F_U : Fator de utilização do ar-condicionado (0,7)¹⁵;

τ_{ACL} : Instante de acionamento da chave de ligar o ar-condicionado;

F_O : Fator de oscilação provocado pela variação de temperatura (adotado 0,11 no modelo).

¹⁵ Valor arbitrado sem utilização de referências ou cálculos.

A Figura 3.30 ilustra o resultado da simulação do ar-condicionado. Na Figura 3.30(A) apresenta-se o estado de funcionamento, onde 0 corresponde ao ar desligado e 1 ligado e, na Figura 3.30(B) o consumo.



Fonte: Elaboração própria

4. SIMULAÇÃO DOS MODELOS

Neste capítulo realiza-se o levantamento da quantidade de energia produzida e dissipada por ano em cada locomotiva, sendo expurgando os dados das locomotivas que tiveram alguma falha no registrador de eventos que poderiam induzir um resultado errôneo, tais como defeito no sensor de velocidade, tensão, corrente ou na informação de ponto de aceleração.

Após o levantamento da energia produzida em frenagem dinâmica por cada locomotiva no intervalo de 1 ano, realiza-se o cálculo da energia média produzida pela frota neste intervalo e, calcula-se a quantidade de litros de diesel necessários para produzir a mesma quantidade de energia.

Na simulação, utilizou-se os dados reais de viagens, simulando o sistema de regeneração com três modelos diferentes de acumuladores. No primeiro modelo simulado utilizou-se 12 baterias de lítio ítrio fosfato de ferro de 64 V/260 Ah e, 4 supercapacitores de 63 F/125 V. No segundo modelo foram substituídas as 12 baterias pela mesma quantidade de supercapacitores e, no terceiro modelo são substituídos os 4 supercapacitores pela mesma quantidade de baterias. Adotou-se a mesma quantidade de acumuladores do protótipo montado em bancada por Moraes e Brockveld Junior (2019).

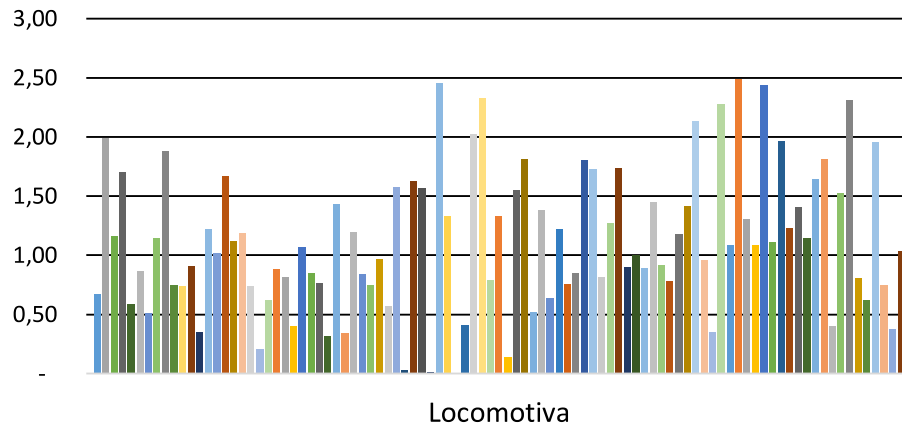
Observou-se que com pequenas modificações na estrutura da locomotiva é possível armazenar até 60 unidades dos acumuladores, sendo esta configuração também simulada.

4.1. ENERGIA MÉDIA DISSIPADA PELA FROTA DE LOCOMOTIVAS SEM REGENERAÇÃO DE ENERGIA NO INTERVALO DE 1 ANO

Para o cálculo da energia média dissipada em frenagem dinâmica pela frota de locomotivas no intervalo de 1 ano, primeiramente levantou-se a quantidade de energia produzida por cada uma das 95 locomotivas neste intervalo, por meio dos registros de eventos.

Na Figura 4.1 apresenta-se a quantidade de energia produzida em frenagem dinâmica por cada uma das 95 locomotivas no intervalo de 1 ano.

Figura 4.1 - Energia em GWh produzida em frenagem dinâmica por 95 locomotivas no intervalo de 1 ano
Energia Produzida em Frenagem Dinâmica (GWh)



Fonte: Elaboração própria

Com posse da energia produzida por cada locomotiva no intervalo de 1 ano, calculou-se a energia média de 1124,4 MWh por locomotiva. Caso seja possível regenerar 100% da energia produzida nas frenagens dinâmicas, seriam reduzidos o consumo de 261.695,29 L por ano por locomotiva, de acordo com a equação (4.1), onde Q_{LD} é a quantidade de litros, E_{kcal} é a energia em quilocaloria e E_{kWh} é a energia em kWh. Considerou-se o melhor rendimento da locomotiva, que corresponde à 40,36%¹⁶ no ponto máximo de aceleração (BORBA, 2018) e, o poder calórico do diesel brasileiro de 9,16 kcal/L (PETROBRAS, 2018).

$$Q_{LD} = \frac{E_{kcal}}{9,16 \cdot 10^3 \cdot 0,4036} = \frac{E_{kWh}}{4,2966} = \boxed{261.695,29 L} \quad (4.1)$$

4.2. ENERGIA MÉDIA REGENERADA PELO SISTEMA DE REGENERAÇÃO

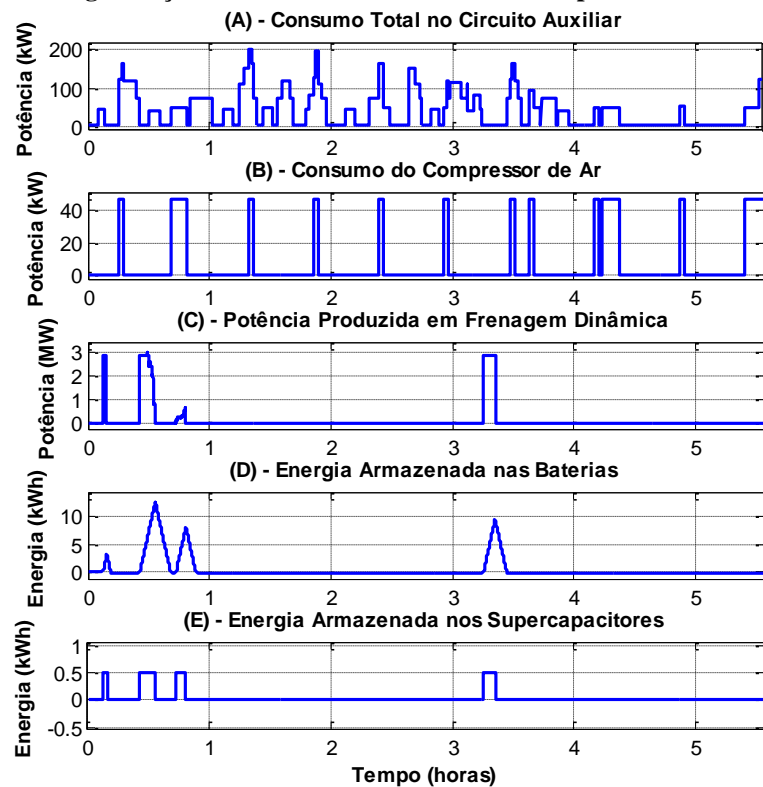
Na ferrovia em estudo, montou-se um protótipo de 20 kW em conjunto com a UFSC. Este protótipo é formado por um acumulador com 12 baterias de 64 V/260 Ah e 4 supercapacitores de 63 F/125 V. Na simulação do modelo demonstrou que a energia de frenagem dinâmica média regenerada para esta configuração de acumulador foi 6,82% dos 143,627 kWh médio produzido por frenagem. A escolha dos acumuladores no trabalho de Moraes e Brockveld Junior (2019) é

¹⁶ Conforme Tabela 2.1.

devido a sua utilização no meio ferroviário, apresentado proteções contra curto-circuito e explosões. No trabalho de Moraes e Brockveld Junior (2019), a definição da quantidade de acumuladores foi calculada de acordo com a quantidade de energia regenerada definida pela ferrovia.

Apresenta-se na Figura 4.2 a simulação do modelo utilizando o acumulador formado por 12 baterias e 4 supercapacitores, onde na Figura 4.2(A) apresenta-se a potência demandada pelas principais cargas, na Figura 4.2(B) o consumo do compressor de ar, na Figura 4.2(C) a energia produzida pelas frenagens dinâmicas, na Figura 4.2(D) a energia armazenada nas baterias e, na Figura 4.2(E) a energia armazenada nos supercapacitores.

Figura 4.2 - Sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 12 baterias e 4 supercapacitores



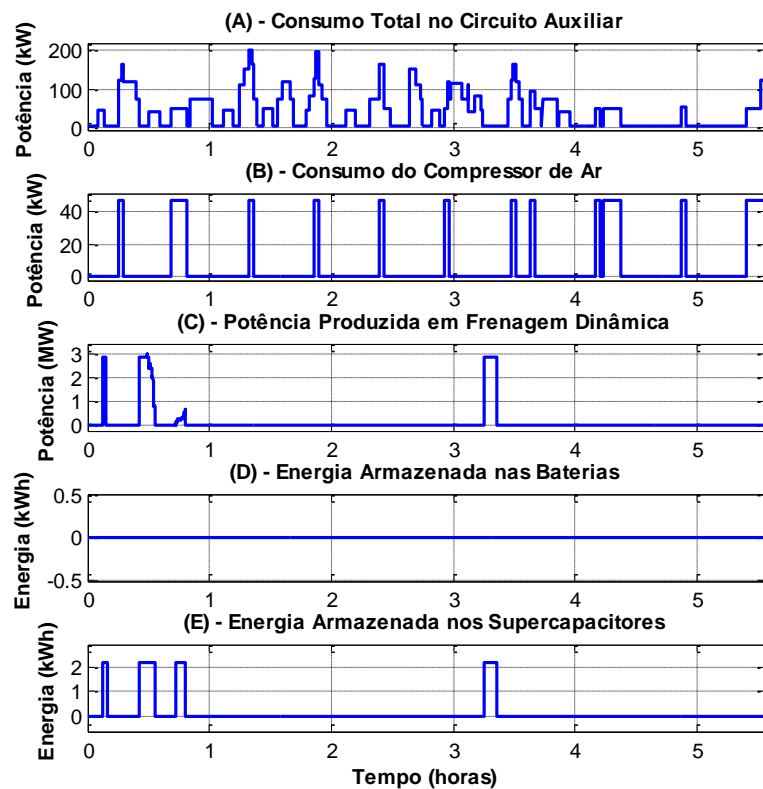
Fonte: Elaboração própria

O conjunto das 12 baterias possui capacidade para armazenar 199,68 kWh. Entretanto, a energia máxima acumulada durante as simulações realizadas foi 13,03 kWh, correspondendo apenas à 6,53% da capacidade do banco e, a energia média regenerada nesta configuração foi de 9,25 kWh. Contudo, caso seja reduzido o banco de baterias, também seria reduzido a quantidade de corrente e potência de carga do banco. Caso seja possível a substituição das 12 baterias por uma única bateria com corrente de carga 12 vezes maior, isto é, uma única bateria de 64 V/260 Ah, mas com corrente de carga de 600%, o resultado obtido será o mesmo.

Simulando o sistema utilizando acumulador formado exclusivamente por supercapacitores. Para armazenamento do pico de energia de 13,03 kWh da simulação anterior, são necessários a utilização de 119 unidades de 63 F/125 V. Entretanto, para regeneração da energia média de 9,25 kWh da simulação anterior são necessários 68 supercapacitores. Portanto, para a ferrovia em estudo é necessário um banco de acumulador formado por 68 supercapacitores para ter o mesmo resultado obtido utilizando um acumulador formado por 12 baterias e 4 supercapacitores.

Caso sejam substituídas apenas as 12 baterias por 12 supercapacitores, formando um acumulador com 16 supercapacitores, o sistema apresentará os resultados apresentados na Figura 4.3, onde a Figura 4.3(A) apresenta o consumo das principais cargas do circuito auxiliar, Figura 4.3(B) o consumo do compressor de ar, Figura 4.3(C) a energia produzida nas frenagens, Figura 4.3(D) a energia acumulada nas baterias e, a Figura 4.3(E) a energia acumulada nos supercapacitores.

Figura 4.3 - Sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 16 supercapacitores

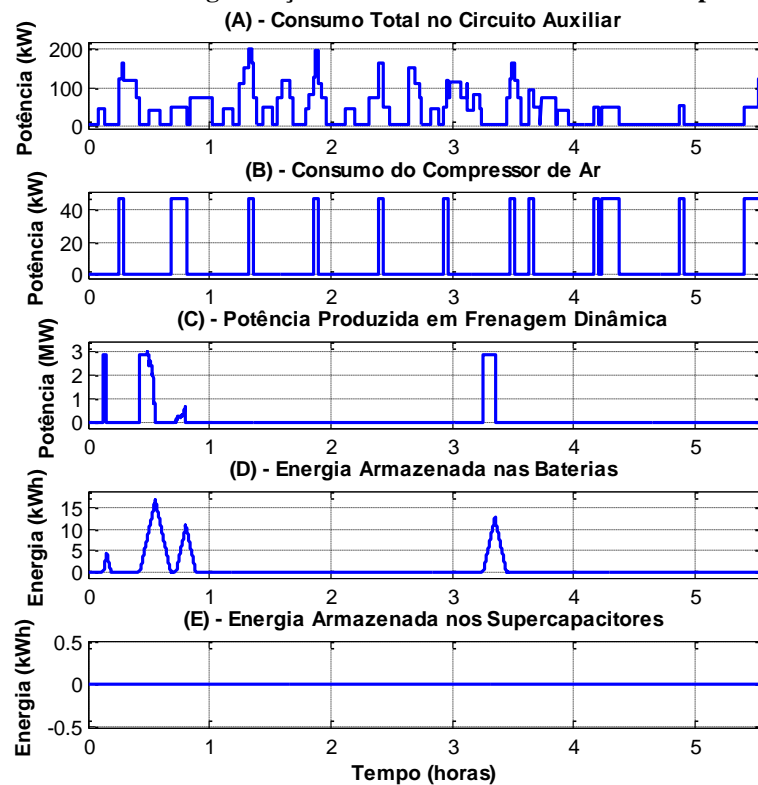


Fonte: Elaboração própria

Obteve-se bons resultados para frenagens com tempos inferiores a 60 segundos com esta configuração. Contudo, nas frenagens com tempo superiores a 60 segundos, as baterias apresentam desempenho superior aos dos supercapacitores. Na simulação, esta configuração regenerou 3,18% dos 143,62 kWh médio produzido por frenagem, correspondendo à 4,56 kWh.

Uma terceira configuração de acumulador simulado foi utilizando exclusivamente baterias. Neste caso, substituiu-se os 4 supercapacitores por 4 baterias, totalizando 16 baterias. Obteve-se nesta configuração a energia média regenerada de 11,52 kWh por frenagem, superando o 9,79 kWh obtido na configuração utilizando baterias e supercapacitores. Apresenta-se na Figura 4.4 o resultado desta simulação, onde Figura 4.4(A) apresenta o consumo das principais cargas do circuito auxiliar, Figura 4.4(B) o consumo do compressor de ar, Figura 4.4(C) a energia produzida nas frenagens, Figura 4.4(D) a energia armazenada nas baterias e Figura 4.4(E) a energia armazenada nos supercapacitores.

Figura 4.4 - Sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 16 baterias



Fonte: Elaboração própria

Comparando o resultado das três configurações de acumuladores propostos, o acumulador formado exclusivamente por baterias foi o que obteve melhor resultado, com a energia média regenerada por frenagem de 11,52 kWh, conforme resultado apresentado na Tabela 4.1.

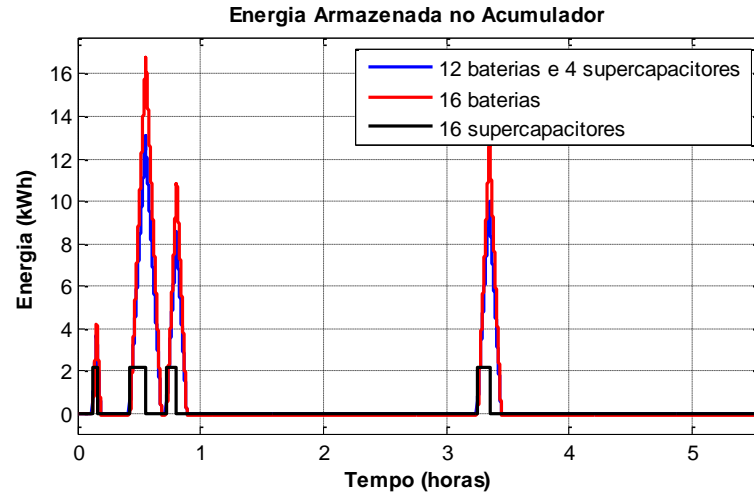
Tabela 4.1 - Comparação da energia média regenerada de acordo com o acumulador

Acumulador	Energia média regenerada por frenagem
12 Baterias e 4 Supercapacitores	9,79 kWh
16 Supercapacitores	4,56 kWh
16 Baterias	11,52 kWh

Fonte: Elaboração própria

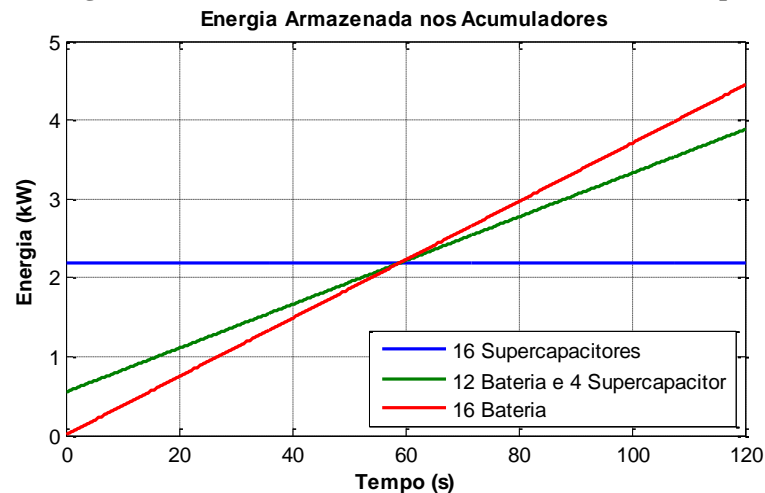
Comparando a energia armazenada em cada um dos três acumuladores, a Figura 4.5 apresenta a energia armazenadas por cada acumulador no mesmo intervalo de simulação.

Figura 4.5 - Comparação da energia armazenada por cada acumulador



Comparando a limitação de carga dos três acumuladores, a Figura 4.6 apresenta a energia máxima armazenada em cada um dos acumuladores. Portanto, apresenta-se a energia acumulada de acordo com a corrente máxima de carga do acumulador. Neste gráfico retirou-se a energia consumida diretamente pelo circuito auxiliar e, considerou-se que a energia produzida na frenagem demanda a utilização máxima da capacidade de armazenamento dos acumuladores.

Figura 4.6 - Energia armazenada nos acumuladores de acordo com o tempo de frenagem



Considerando a cotação do dólar de R\$ 5,22 e o preço do litro de diesel em R\$ 3,77, o menor tempo para retorno do investimento do projeto é obtido utilizando acumulador formado por baterias, correspondendo a 16,08 anos, conforme a Tabela 4.2.

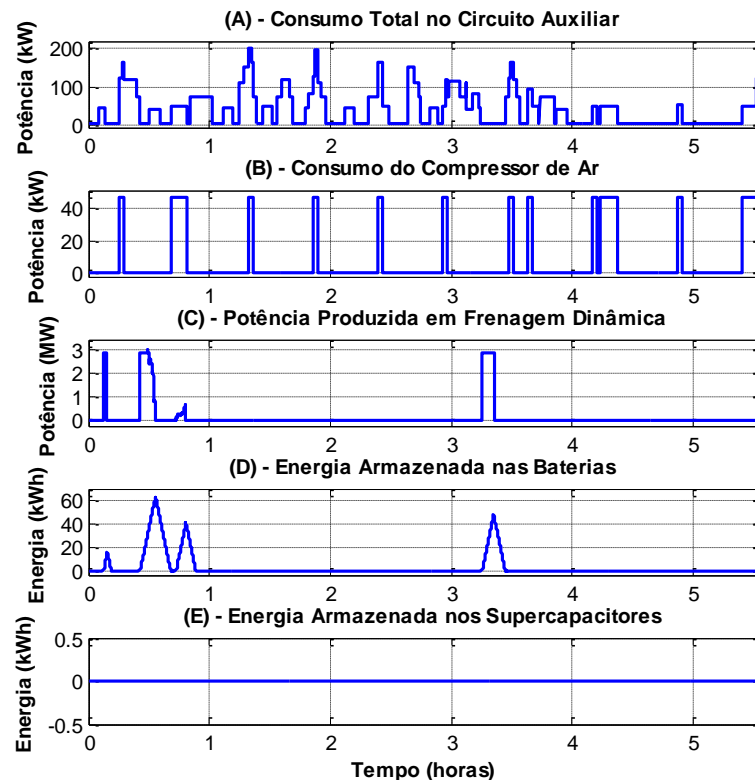
Tabela 4.2 - Comparação do custo e tempo para retorno do projeto de acordo com o acumulador

Dados	Bat. e Super.	Supercapacitor	Bateria
Litros de diesel economizados por ano por locomotiva	17837,78	8312,40	21006,25
Economia com combustível por ano por locomotiva	R\$ 67.248,45	R\$ 31.337,77	R\$ 79.193,57
Custo do projeto por locomotiva	R\$ 1.511.096,76	R\$ 1.384.906,11	R\$ 1.273.799,91
Tempo para retorno em anos	22,47	44,19	16,08

Fonte: Elaboração própria

Na locomotiva, é possível armazenar até 60 baterias. Simulando a regeneração de energia utilizando este acumulador, obteve-se a energia média regenerada de 46,23 kWh, que corresponde à 32,19% da energia média produzida nas frenagens dinâmicas. Apresenta-se na Figura 4.7 a simulação do modelo utilizando o acumulador formado por 60 baterias.

Figura 4.7 - Simulação do sistema de regeneração utilizando acumulador formado por 60 baterias



Fonte: Elaboração própria

5. CONCLUSÃO

Conclui-se no trabalho que a utilização do acumulador proposto por Moraes e Brockveld Junior (2019) formado por 12 baterias e 4 supercapacitores, na ferrovia estudada, apresentaria uma porcentagem de regeneração de 6,82% da energia total produzida em frenagem dinâmica. Observou-se também a subutilização das baterias, utilizando apenas 6,53% da sua capacidade de armazenamento. Contudo, a redução no número de baterias acarretaria a redução maior da quantidade de energia regenerada, devido à limitação da corrente de carga. Durante as simulações, os supercapacitores foram utilizados na sua capacidade máxima de armazenamento em praticamente todas as frenagens, fato compreensível devido à sua baixa capacidade de armazenamento. Estima-se que a utilização do sistema de regeneração com este acumulador, na ferrovia em estudo, reduziria o consumo de 17.837,78 L de diesel por ano por locomotiva, que corresponde à uma economia anual de R\$ 67.248,45, considerando o litro do diesel à R\$3,77.

Avaliando os resultados obtidos para a solução utilizando acumulador formado exclusivamente com supercapacitores, observou-se que esta configuração apresentou uma porcentagem de regeneração de 3,18% da energia total produzida nas frenagens, valor que corresponde à uma economia anual de 8312,40 L de diesel por ano por locomotiva, sendo este o pior resultado. Nas simulações, este acumulador apresentou os melhores resultados em frenagens de curta duração, cuja o tempo de frenagem foram inferiores a 60 segundos. Para tempos de frenagens superiores a 60 segundos, a utilização de baterias permite armazenar mais energia, conforme ilustrado Figura 4.6.

Avaliando os resultados obtidos com a utilização de acumulador formado exclusivamente por baterias, observou-se a regeneração de 8,03% da energia produzida em frenagem dinâmica, correspondendo à uma redução de 21.006,25 L de diesel por ano por locomotiva, totalizando uma economia anual de R\$ 79.193,57 por locomotiva, para valor do diesel à R\$ 3,77, sendo esta a solução mais adequada para utilização na ferrovia em estudo. Esta solução apresentou melhor desempenho em frenagens com tempos superiores a 60 segundos, devido à limitação de armazenamento de energia dos supercapacitores e a maior capacidade das baterias.

Avaliando o comportamento dos três acumuladores, o acumulador formado exclusivamente por supercapacitores apresentou a menor média de energia regenerada, sendo 4,56 kWh por frenagem. Já o acumulador formado por baterias e supercapacitores apresentou regeneração

média de 9,79 kWh por frenagem e, o acumulador formado exclusivamente por baterias apresentou a regeneração média de energia de 11,52 kWh por frenagem.

No trabalho, muitos componentes foram modelados utilizando aproximações com base nos dados levantados em campo, ou arbitrado um comportamento, tal como o consumo do ar-condicionado. Para uma melhor aproximação dos resultados, é necessário a realização de medições em campo, registrando os valores das variáveis. Portanto, por exemplo, para modelagem do consumo do ar-condicionado, é necessário o monitoramento da temperatura ambiente, temperatura interna da locomotiva, *setpoint* de temperatura, corrente e tensão do evaporador e, condensador em diferentes ocasiões, ficando como pontos de melhorias futuras. Também como planos para o futuro, considera-se a implementação de um protótipo, a fim de validar o comportamento em condições reais.

Desconsiderou-se o peso dos acumuladores e conversores na locomotiva, pois utiliza-se lastros para aumentar a aderência da máquina. Portanto, o aumento de peso tende a melhorar a aderência da locomotiva e, caso ocorra um aumento no consumo de diesel, é possível a redução deste lastro para compensação do peso.

Destaca-se que na revisão bibliográfica não foram encontrados modelos que poderiam servir como base para a modelagem dos componentes deste trabalho. Nos trabalhos avaliados foram disponibilizados apenas os resultados obtidos, ou disponibilizados modelos simplificados, inadequados para uma análise mais aprofundada como abordada nesta tese. Portanto, os modelos desenvolvidos neste trabalho podem ser adaptados para utilização em outros modelos de locomotivas. Além disso, podem servir como base para o desenvolvimento de trabalhos em outras áreas/segmentos sobre frenagem regenerativa utilizando sistemas híbridos.

REFERÊNCIAS

- AGENJOS, Elena; GABALDÓN, Antonio; FRANCO, Francisco G.; MOLINA, Roque; VALERO, Sergio; ORTIZ, Mario; GABALDÓN, Rafael J.. *Energy efficiency in railways: energy storage and electric generation in diesel electric locomotives*. **20th International Conference on Electricity Distribution**. n.0402, 2009.
- ANTT. **Ferroviário**. Agência Nacional de Transporte Terrestre (ANTT), Disponível em: <http://www.antt.gov.br/cargas/arquivos_old/Ferroviario.html>. Acesso em: 22 set. 2018.
- ANTT. **Maior Valor em TKU da Série Histórica**: 2018. Agência Nacional de Transporte Terrestre (ANTT), Disponível em: <<https://www.antf.org.br/releases/mais-eficiencia-mais-tku/>>. Acesso em: 25 mai. 2019.
- BEMPORAD, A.; FERRARI-TRECATE, G.; MORARI, M. *Observability and controllability of piecewise affine and hybrid systems*. IEEE Transactions on Automatic Control, vol. 45, no. 10, pp. 1864-1876, 2000.
- BEMPORAD, Alberto; CAIRANO, Stefano Di; GIORGETTI, Nicolò. *Model Predictive Control of Hybrid Systems with Applications to Supply Chain Management*. **Congresso Nacional ANIPLA**, Universidade de Siena, Siena, 2005. 15p.
- BOORA, Arash A.; ZARE, Firuz; GHOSH, Arindam; LEDWICH, Gerard. *Applications of Power Electronics*. In **Proceedings Australasian Universities Power Engineering Conference, 2007 (AUPEC 2007)**, p. 113-121, Perth, 2007.
- BORBA, José Luiz. **Curva da BB40**. Estudo sobre eficiência energética de locomotiva. Vitória, 2018.
- BORBA, José Luiz; BERGANTINI, Mauro Antônio; ANDRADE, Eustáquio; QUINTINO, Ernani. **Sistema de Locomotivas e Vagões I**: Módulo Sistema de Freios. [S.L.]: Valer, 201?.
- BRINA, H. Lapertosa. **Estradas de Ferro**: Material Rodante, Tração Dinâmica dos Trens. 2. ed., Belo Horizonte: UFMG, 1988. V. 2.
- CABRAL, Eric Wilson Santos. **A Eficiência Energética do Consumo de Combustível em Uma Ferrovia Heavy Haul**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil), Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2017. 70p.
- CICCARELLI, Flavio. *Energy management and control strategies for the use of supercapacitors storage technologies in urban railway traction systems*. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) da Universidade de Napoli, Napoli, 2014. 330p.
- DUTRA, Nickolas Golçalves; MELO, Sarah Raposo. **Estudo do Aproveitamento dos Gases de Exaustão de um Motor de Combustão Interna Para Geração de Energia**. Monografia (Engenharia Mecânico), Universidade de Brasília, Brasília, 2014. 127p.
- DUTRA, Quinhones Furtunato De Souza. **Avaliação do Impacto do Gerenciamento de Atrito Roda-Trilho do Consumo de Combustível de Uma Ferrovia**. Dissertação (Engenharia de Produção), Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2014. 71p.

FAIRBANKS, John; MARONDE, Carl; KRUISWYK, Rich. *An Engine Systems Approach to Exhaust Waste Heat Recovery: High Efficiency Engine Technologies Program*. [S.l.], Caterpillar Inc., 2010. 31p.

FIGUEIREDO, José Nelson. **Metodologia de Cálculo da Eficiência Energética Para o Transporte Ferroviário de Carga**. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Transporte), Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015. 160p.

FILIPPONE, Claudio. *Diesel-Electric Locomotive Energy Recovery and Conversion*. Transportation Research Board, Washington: [s.n.], 2014. 35p.

GE. *Locomotive Electrical System*. Erie, 2008. 42p.

GUDWIN; ZUBEN, Von. **Sistemas híbridos**: Aula 13. Disponível em: <<https://www.google.com.br/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwi82a6ngprlAhWgILkGHtkYCHMQFjAAegQIBhAC&url=ftp%3A%2F%2Fftp.dca.fee.unicamp.br%2Fpub%2Fdocs%2Fia707%2Faula13.pdf&usg=AOvVaw388vwINVebhnVQtNLY08nj>>. Unicamp, 1998. Acesso em: 13 out. 2019. 13p.

LAWSON, L. J.; COOK, L. M.. *Waysideenergy Storage Study*. California: Federal Railroad Administration, 1979. 58p. V.4.

LV, C.; ZHANG J.; LI ,Y.; YUAN, Y. (2015). *Novel control algorithm of braking energy regeneration system for an electric vehicle during safety-critical driving maneuvers*. Energy Conversion and Management, v. 26, p. 520-529.

MARANGONI, Filipe; TELLINI, Tais; MORENO, Renan Paula Ramos; FERREIRA, Samir de Oliveira; KONOPATZKI, Evandro Andre. **Comparativo Econômico Entre Condicionadores de Ar Com Tecnologias Convencional e Inverter**. XXXV Encontro Nacional de Engenharia de Produção (ENEGEP). Fortaleza, Disponível em: <http://www.abepro.org.br/biblioteca/TN_STO_214_267_28340.pdf>, Acesso em: 17 de jul. de 2019, 2015. 20p.

MARKGRAFF, Johan; KOCK, Jan de. *Investigating the feasibility of braking energy utilisation on diesel electric locomotives for South African Railway Duty Cycles*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica e Nuclear), Campus Potchefstroom da North-West University, Bokone Bophirima, 2015. 140p.

MARTINS, Fernando. **Foto de uma locomotiva BB40-9WM**. Disponível em: <https://www.google.com.br/imgres?imgurl=https%3A%2F%2Fi.ytimg.com%2Fvi%2FVvdxtgw7A5Y%2Fmaxresdefault.jpg&imgrefurl=https%3A%2F%2Fwww.youtube.com%2Fwatch%3Fv%3DVvdxtgw7A5Y&docid=pxwdtyYfaBD1pM&tbnid=NIX_9YHooAHrmM%3A&vet=10ahUKEwifr_bqmzqzAhVJmVkKHU6IB0sQMwg6KAAwAA..i&w=1280&h=720&client=opera&bih=690&biw=1280&q=dash%209%20rumo&ved=0ahUKEwifr_bqmzqzAhVJmVkKHU6IB0sQMwg6KAAwAA&iact=mrc&uact=8>. 2017. Acesso em: 19 jul. 2018.

MORAES, Caio Guilherme da Silva; BROCKVELD JUNIOR, Sergio Luis. **Dimensionamento e resultados de simulação de um protótipo de 20 kW para hibridização de locomotivas diesel-elétricas**. Relatório técnico. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2019. 17p.

MRS. **Indicador de Eficiência Energética Supera Números do Ano Passado.** Disponível em: <<https://www.mrs.com.br/post-newsletter/indicador-de-eficiencia-energetica-supera-numeros-do-ano-passado/>>. Acesso em: 25 mai. 2019.

OLIVEIRA JUNIOR, Valter Barbosa de. **Otimização e Controle Preditivo na Distribuição de Combustíveis Siderúrgicos.** Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica), Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016. 223p.

PAINTER, Travis D.. **Recovering Railroad Diesel-Electric Locomotive Dynamic Brake Energy.** Tese (Mestrado em Engenharia Civil), Universidade de Ilinóis, Ilinóis, 2004. 103p.

PETROBRAS. **Fórmula de Conversão.** Disponível em: <<http://www.investidorpetrobras.com.br/pt/destaques-operacionais/formulas-de-conversao/>>. Acesso em: 23 set. 2018.

SERRANO, Manuel A.. **Estratégias de controle avançado para uma planta de tratamento de pH.** Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle. São Paulo, 2020. 175p.

SHUKLA, Siddharth; BURSE, Kavita; SHRIVASTAVA, Amit. *Energy Saving Through Regenerative Braking in Diesel Locomotive with Super-capacitors.* **International Journal on Emerging Technologies**, Oriental College of Technology, Bhopal, p.109-114, 2012.

SILVA, Danilo de P. **Modelagem, Análise e Controle Supervisório de Sistemas Híbridos em uma Planta Piloto.** Tese (Mestrado em Engenharia Elétrica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004. 113p.

SILVA, Danilo de P.; SALLES, José Leandro F.; QUEIROZ, Macello D.; FARDIN, Jussara F.; ORLANDO, Marcos T. D.. *Hybrid modeling of energy storage system and electrical loads in a pilot-microgrid.* Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória. 201?. 6p.

TORRISI, Fabio Danilo; BEMPORAD, Alberto. *A Tool for Generating Computational Hybrid Models for Analysis and Synthesis Problems.* IEEE Transactions On Control Systems Technology, v.12, n.2, p.235-249, 2004.

Transportation Safety Board of Canada. **Railway Investigation Report R08V0270.** Disponível em: <<http://www.tsb.gc.ca/eng/rapports-reports/rail/2008/r08v0270/r08v0270.asp>>. Acesso em: 23 set. 2018.

TRAVENZOLI, Thálisson Martins. **Internalização do Processo de Recuperação de Baterias da Oficina de Componentes Elétricos de Uma Empresa do Ramo Ferroviário.** Monografia (Engenharia Elétrica), Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2017. 55p.

WABTEC CORPORATION. **3-CD Type Air Compressors, Exhausters And Combination Compressor-Exhausters: Operation & Maintenance Information.** Disponível em: <<https://www.wabtec.com/uploads/outlinedrawings/3-CD%20Type%20Air%20Compressors%2C%20Exhausters%20%26%20Combination%20Compressor-Exhausters.pdf>>. 2017. Acesso em: 15 de jun. 2019, 54p.

WALTRICH, Gierrì. *Energy Management of Fast-Charger Systems for Electric Vehicles*. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica), Universidade de Tecnologia de Eindhoven, Eindhoven, 2013. 254p.

ZUCCHI, Enrico. **Aproveitamento da Energia Térmica dos Gases do Sistema de Exaustão**. Monografia (Pós-Graduação em Engenharia Automotiva), Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2012. 34p.

APÊNDICE A. CÓDIGO FONTE HYSDEL DO MODELO PARA O SISTEMA DE FRENAGEM DINÂMICA

O código-fonte da Tabela 5.1 pode ser utilizado para obtenção do modelo híbrido e simulação do sistema de frenagem dinâmica da locomotiva BB40-9MW.

Tabela 5.1 - Código Hysdel do modelo de frenagem dinâmica da locomotiva BB40-9MW

```

SYSTEM locomotiva {
  INTERFACE {
    PARAMETER {
      REAL Res_Grad_FD = 0.7;
      REAL V_Max = 80;
      REAL VL1 = 15.9;
      REAL VL2 = 18.3;
      REAL VL3 = 27.3;
      REAL VL4 = 29.7;
      REAL LimVelCresA = 13.2;
      REAL LimVelCresB = 18.3;
      REAL LimVelCresC = 24.4;
      REAL LimVelCresD = 29.7;
      REAL LimVelCresE = 35.5;
      REAL LimVelDecrA = 11.4;
      REAL LimVelDecrB = 15.9;
      REAL LimVelDecrC = 22.4;
      REAL LimVelDecrD = 27.3;
      REAL LimVelDecrE = 35;
    }
    STATE {
      REAL Velocidade [-V_Max, V_Max];
      REAL Resistencia [0, 3];
      REAL FatV1, FatV2, FatV3;
      BOOL SemFD, FD1, FD2, FD3, Mod_FD;
    }
    INPUT {
      REAL Vel [0, V_Max];
      /*      BOOL FD; */
      REAL Acel [-1, 8];
    }
    OUTPUT {
      REAL Res;
      REAL Fat_Vel_1;
      REAL Fat_Vel_2;
      REAL Fat_Vel_3;
      BOOL Modo_FD;
    }
  }
  IMPLEMENTATION {
    AUX {
      BOOL V1, V2, V3, V4;
      REAL RA, RB, RC;
      REAL FVCA1, FVCA2, FVCA3, FVCA4, FVCA5;
      REAL FVCB1, FVCB2, FVCB3, FVCB4, FVCB5;
      REAL FVCC1, FVCC2, FVCC3, FVCC4, FVCC5, FVCC6;
      REAL FVDA1, FVDA2, FVDA3, FVDA4, FVDA5;
      REAL FVDB1, FVDB2, FVDB3, FVDB4, FVDB5;
      REAL FVDC1, FVDC2, FVDC3, FVDC4, FVDC5, FVDC6;
    }
  }
}

```

```

        BOOL FVA1, FVA2, FVA3, FVA4, FVA5;
        BOOL FVB1, FVB2, FVB3, FVB4, FVB5;
        BOOL AFD1, AFD2, AFD3;
        BOOL AMod_FD;
        BOOL FD;
    }
    AD {
        V1 = Vel <= VL1;
        V2 = Vel <= VL2;
        V3 = Vel <= VL3;
        V4 = Vel <= VL4;
        FVA1 = Vel >= LimVelCresA;
        FVA2 = Vel >= LimVelCresB;
        FVA3 = Vel >= LimVelCresC;
        FVA4 = Vel >= LimVelCresD;
        FVA5 = Vel >= LimVelCresE;
        FVB1 = Vel >= LimVelDecrA;
        FVB2 = Vel >= LimVelDecrB;
        FVB3 = Vel >= LimVelDecrC;
        FVB4 = Vel >= LimVelDecrD;
        FVB5 = Vel >= LimVelDecrE;
        FD = Acel <= -1;
    }
    LOGIC {
        AFD1 = FD & ((FD1 & V2) | (V1));
        AFD2 = FD & ((FD2 & ~V1 & V4) | (~V2 & V3));
        AFD3 = FD & ((FD3 & ~V3) | (~V4));
        AMod_FD = FD & ((AFD1 & (SemFD | (FD1 & Mod_FD))) |
(
AFD2 &
                (FD1 | (FD2 & Mod_FD))) | (AFD3));
    }
    DA {
        RA = {IF (FD & ((FD1 & V2) | (V1))) THEN Res_Grad_FD
ELSE 0};
        RB = {IF (FD & ((FD2 & ~V1 & V4) | (~V2 & V3))) THEN
            Res_Grad_FD*2 ELSE 0};
        RC = {IF (FD & ((FD3 & ~V3) | (~V4))) THEN Res_Grad_FD*3
            ELSE 0};
        FVCA1 = {IF (FD & AMod_FD & ~FVA1) THEN 6776 ELSE 0};
        FVCA2 = {IF (FD & AMod_FD & FVA1 & ~FVA2) THEN 0};
        FVCA3 = {IF (FD & AMod_FD & FVA2 & ~FVA3) THEN 3504.8
ELSE 0};
        FVCA4 = {IF (FD & AMod_FD & FVA3 & ~FVA4) THEN 0};
        FVCA5 = {IF (FD & AMod_FD & FVA4 & ~FVA5) THEN 0};
        FVCB1 = {IF (FD & AMod_FD & ~FVA1) THEN -8e-10 ELSE 0};
        FVCB2 = {IF (FD & AMod_FD & FVA1 & ~FVA2) THEN 0};
        FVCB3 = {IF (FD & AMod_FD & FVA2 & ~FVA3) THEN 4e-9 ELSE
0};
        FVCB4 = {IF (FD & AMod_FD & FVA3 & ~FVA4) THEN 0};
        FVCB5 = {IF (FD & AMod_FD & FVA4 & ~FVA5) THEN 152489
ELSE 0};
        FVCC1 = {IF (FD & AMod_FD & ~FVA1) THEN 5e-9 ELSE 0};
        FVCC2 = {IF (FD & AMod_FD & FVA1 & ~FVA2) THEN 1173733
ELSE 0};
        FVCC3 = {IF (FD & AMod_FD & FVA2 & ~FVA3) THEN -7e-9
ELSE 0};
        FVCC4 = {IF (FD & AMod_FD & FVA3 & ~FVA4) THEN 2085016
ELSE 0};
        FVCC5 = {IF (FD & AMod_FD & FVA4 & ~FVA5) THEN -2457090
ELSE 0};
        FVCC6 = {IF (FD & AMod_FD & FVA5) THEN 2895560 ELSE 0};
    }

```

```

        FVDA1 = {IF (FD & ~AMod_FD & ~FVB1) THEN 6776 ELSE 0};
        FVDA2 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB1 & ~FVB2) THEN 0};
        FVDA3 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB2 & ~FVB3) THEN 3504.8
ELSE 0};
        FVDA4 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB3 & ~FVB4) THEN 0};
        FVDA5 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB4 & ~FVB5) THEN 2363.7
ELSE 0};
        FVDB1 = {IF (FD & ~AMod_FD & ~FVB1) THEN -3e-10 ELSE 0};
        FVDB2 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB1 & ~FVB2) THEN 0};
        FVDB3 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB2 & ~FVB3) THEN -7e-10
ELSE 0};
        FVDB4 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB3 & ~FVB4) THEN 0};
        FVDB5 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB4 & ~FVB5) THEN -3e-8
ELSE 0};
        FVDC1 = {IF (FD & ~AMod_FD & ~FVB1) THEN 2e-9 ELSE 0};
        FVDC2 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB1 & ~FVB2) THEN 886073
ELSE 0};
        FVDC3 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB2 & ~FVB3) THEN 1e-10
ELSE 0};
        FVDC4 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB3 & ~FVB4) THEN 1760085
ELSE 0};
        FVDC5 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB4 & ~FVB5) THEN 4e-7
ELSE 0};
        FVDC6 = {IF (FD & ~AMod_FD & FVB5) THEN 2893901 ELSE 0};
    }
    AUTOMATA {
        SemFD = ~FD & (SemFD | (~FD1 & ~FD2 & ~FD3));
        Mod_FD = AMod_FD;
        FD1 = FD & ((FD1 & V2) | (V1));
        FD2 = FD & ((FD2 & ~V1 & V4) | (~V2 & V3));
        FD3 = FD & ((FD3 & ~V3) | (~V4));
    }
    CONTINUOUS {
        FatV1 = FVCA1 + FVCA2 + FVCA3 + FVCA4 + FVCA5 + FVDA1 +
            FVDA2 + FVDA3 + FVDA4 + FVDA5;
        FatV2 = FVCB1 + FVCB2 + FVCB3 + FVCB4 + FVCB5 + FVDB1 +
            FVDB2 + FVDB3 + FVDB4 + FVDB5;
        FatV3 = FVCC1 + FVCC2 + FVCC3 + FVCC4 + FVCC5 + FVCC6 +
            FVDC1 + FVDC2 + FVDC3 + FVDC4 + FVDC5 + FVDC6;
        Velocidade = Vel + (Vel - Velocidade)*0.25;
        Resistencia = RA + RB + RC;
    }
    MUST {
        -Velocidade <= 0;
        Velocidade - V_Max <= 0;
    }
    OUTPUT {
        Res = Resistencia;
        Fat_Vel_1 = FatV1;
        Fat_Vel_2 = FatV2;
        Fat_Vel_3 = FatV3;
        Modo_FD = Mod_FD;
    }
}
}

```

APÊNDICE B. EXEMPLO DE CÓDIGO FONTE DO MATLAB PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FRENAGEM DINÂMICA

O código-fonte da Tabela 5.2 pode ser utilizado para simulação do modelo do sistema de frenagem dinâmica.

Tabela 5.2 - Código do Matlab para simulação do sistema de frenagem dinâmica

```

%% TESTE DO MODELO TOTAL
%% Limpando Workspace
clear all;
clc;

%% Dados
Ts = 1; % Passo
TSim = 20e3; % Tempo de Simulação
TA = 30; % Temperatura Ambiente
PiniRP = (140+125)/2; % Pressão inicial do Res. Princ.
(Psi)
Vz = 0.5; % Vazamento do trem (Psi/min)
NVag = 84; % Número de vagões
Freio = 26; % Aplicação de freio (Psi)
FI = 0.7;

[dados,tx] = xlsread('1166-190507.xlsx',strcat('a4:g',int2str(TSim+3)));

for i=1:length(tx) % Convertendo o ponto
    switch char(tx(i))
        case 'FD'
            FD(i,1) = -1;
        case 'Vazio'
            FD(i,1) = 0;
        case 'PTA1'
            FD(i,1) = 1;
        case 'PTA2'
            FD(i,1) = 2;
        case 'PTA3'
            FD(i,1) = 3;
        case 'PTA4'
            FD(i,1) = 4;
        case 'PTA5'
            FD(i,1) = 5;
        case 'PTA6'
            FD(i,1) = 6;
        case 'PTA7'
            FD(i,1) = 7;
        case 'PTA8'
            FD(i,1) = 8;
    end
end;

U_mt = [dados(:,1) FD(:,1)]; % Matriz de entrada U
U_comp = dados(:,5);
U_sp_mt = dados(:,2);
U_sp_al = [dados(:,2) dados(:,3)];
U_sp_rad = FD(:,1);
x0_mt = [dados(1,1) 1 0 0 0 1 0 0 0 0]; % Estado Inicial

```

```

x0_sp_mt = [TA 0]; % Estado inicial do soprador
x0_comp = [PiniRP U_comp(1) 0]; % Valor inicial dos estados
x0_sp_al = [TA 0];
x0_sp_rad = [90 0];
Ch_LD_AC = ones(TSim,1);

%% Carregando Modelo dos Motores de Tração Como Gerador
S_mt = mld('locomotiva',Ts);

%% Simulando Modelo do Freio Dinâmico no Workspace
[X_mt,T_mt,D_mt,Z_mt,Y_mt]=sim(S_mt,x0_mt,U_mt);
Potencia_mt = U_mt(:,1).^2.*Y_mt(:,2) + U_mt(:,1).*Y_mt(:,3) + Y_mt(:,4);

%% Figura 1
Fig = 1;
F = figure(Fig);
stairs(T_mt/1000,Potencia_mt/10^6);
title('Potência Produzida em FD','FontWeight','bold');
xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (MW)','FontWeight','bold');
ylim([min(Potencia_mt/10^6)-max(Potencia_mt/10^6)*0.05-0.1
max(Potencia_mt/10^6)*1.05+0.1]);
grid on;
set(F,'Position', [360 278 594*FI 420*FI]);

%% Carregando modelo dos sopradores dos motores de tração
S_sp_mt = mld('sopradores_mt',Ts);

%% Simulando modelo dos sopradores dos motores de tração
[X_sp_mt,T_sp_mt,D_sp_mt,Z_sp_mt,Y_sp_mt]=sim(S_sp_mt,x0_sp_mt,U_sp_mt);

%% Figura com o consumo dos sopradores dos motores de tração
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
plot(T_sp_mt/10^3,Y_sp_mt(:)/10^3);
grid on;
xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');
title('Consumo dos Sopradores dos MT','FontWeight','bold');
ylim([(min(Y_sp_mt(:)/10^3)-max(Y_sp_mt(:)/10^3))*0.05-0.1
max(Y_sp_mt(:)/10^3)*1.05+0.1]);
set(F,'Position', [360 278 594*FI 420*FI]);

%% Carregando modelo do compressor de ar
S_comp = mld('compressor',Ts);

%% Simulando modelo do compressor de ar
[X_comp,T_comp,D_comp,Z_comp,Y_comp]=sim(S_comp,x0_comp,U_comp);

%% Figura com o consumo do compressor de ar
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
stairs(T_comp/EX,Y_comp(:,2)/EY);
title(['Consumo do Compressor'],'FontWeight','bold');
xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');

```

```

ylim([-min(Y_comp(:,2)/EY)-max(Y_comp(:,2)/EY)*0.05-0.1
max(Y_comp(:,2)/EY)*1.05+0.1]);
grid on;
set(F,'Position',[360 278 594*FI 420*FI]);

%% Carregando modelo do soprador do alternador
S_sp_al = mld('soprador_alternador',Ts);

%% Simulando modelo do soprador do alternador
[X_sp_al,T_sp_al,D_sp_al,Z_sp_al,Y_sp_al]=sim(S_sp_al,x0_sp_al,U_sp_al);

%% Figura com o consumo do soprador do alternador
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
plot(T_sp_al/EX,Y_sp_al(:)/EY);
grid on;
xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');
title('Consumo do Soprador do Alternador','FontWeight','bold');
ylim([(min(Y_sp_al(:)/EY)-max(Y_sp_al(:)/EY))*0.05-0.1
max(Y_sp_al(:)/EY)*1.05+0.1]);
set(F,'Position',[360 278 594*FI 420*FI]);

%% Carregando modelo do soprador do radiador
S_sp_rad = mld('soprador_rad',Ts);

%% Simulando modelo do soprador do radiador
[X_sp_rad,T_sp_rad,D_sp_rad,Z_sp_rad,Y_sp_rad]=sim(S_sp_rad,x0_sp_rad,U_s
p_rad);

%% Figura com o consumo do soprador do radiador
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
plot(T_sp_rad/EX,Y_sp_rad(:)/EY);
grid on;
xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');
title('Consumo do Soprador do Radiador','FontWeight','bold');
ylim([(min(Y_sp_rad(:)/EY)-max(Y_sp_rad(:)/EY))*0.05-0.1
max(Y_sp_rad(:)/EY)*1.05+0.1]);
set(F,'Position',[360 278 594*FI 420*FI]);

%% Simulando Ar Condicionado
ar_condicionado;

%% Gráfico de Consumo do Ar Condicionado
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
plot(t/EX,PotAC/EY);
grid on;
ylim([-0.1-max(PotAC)*0.05/EY max(PotAC)*1.05/EY+0.1]);
xlabel('Tempo(s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');
title('Consumo dor Ar Condicionado','FontWeight','bold');

```

```

set(F, 'Position', [360 278 594*FI 420*FI]);

%% Consumo total
P_Tot = Y_sp_mt(:) + Y_comp(:,2) + Y_sp_al(:) + Y_sp_rad(:) + PotAC;

%% Gráfico de consumo total
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
plot(t/EX, P_Tot/EY);
grid on;
ylim([min(P_Tot)/EY-max(P_Tot)*0.05/EY-0.1 max(P_Tot)*1.05/EY+0.1]);
xlabel('Tempo(s)*10^3', 'FontWeight', 'bold');
ylabel('Potência (kW)', 'FontWeight', 'bold');
title('Consumo Total', 'FontWeight', 'bold');
set(F, 'Position', [360 278 594*0.7 420*0.7]);

%% Gráfico com o consumo total e a energia produzida
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
subplot(2,1,1);
plot(t/EX, Potencia_mt/EY);
grid on;
ylim([min(Potencia_mt)/EY-max(Potencia_mt)/EY*0.05-0.1
max(Potencia_mt)*1.05/EY+0.1]);
xlabel('Tempo(s)*10^3', 'FontWeight', 'bold');
ylabel('Potência (kW)', 'FontWeight', 'bold');
title('Energia Produzida', 'FontWeight', 'bold');
subplot(2,1,2);
plot(t/EX, P_Tot/EY);
grid on;
xlabel('Tempo(s)*10^3', 'FontWeight', 'bold');
ylabel('Potência (kW)', 'FontWeight', 'bold');
ylim([min(P_Tot)/EY-max(P_Tot)*0.05/EY-0.1 max(P_Tot)*1.05/EY+0.1]);
title('Consumo Total (W)', 'FontWeight', 'bold');
set(F, 'Position', [360 278 594*FI 420]);

%% Carregando Modelo Regeneração
N_BAT_S = 4;
N_C_BAT_P = 15;
N_CAP_P = 0.5; % Para zerar colocar 0,5
S_reg = mld('regenera', Ts);

U_reg = [Potencia_mt P_Tot];
x0_reg = [0 0 0 0 0 0 1 0 0];

%% Simulando Modelo de Regeneração
[X_reg, T_reg, D_reg, Z_reg, Y_reg] = sim(S_reg, x0_reg, U_reg);

%% Nova Figura
Fig = Fig + 1;
%% Gráfico de regeneração
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
subplot(2,1,1);
plot(T_reg/EX, Y_reg(:,1)/EY);

```

```

grid on;
title('Energia Armazenada na Bateria','FontWeight','bold');
ylim([-max(Y_reg(:,1))*0.05/EY-0.1 max(Y_reg(:,1))*1.1/EY+0.1]);
xlabel('Tempo(s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Energia (kWh)','FontWeight','bold');
subplot(2,1,2);
plot((T_reg)/EX,Y_reg(:,2)/EY);
grid on;
ylim([-max(Y_reg(:,2))*0.05/EY-0.1 max(Y_reg(:,2))*1.1/EY+0.1]);
xlabel('Tempo(s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Energia (kWh)','FontWeight','bold');
title('Energia Armazenada no Capacitor','FontWeight','bold');
set(F,'Position',[360 278 594*FI 420*FI]);

%% Nova Figura
Fig = Fig + 1;

%% Figura CBA
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
subplot(5,1,1);
plot(t/EX,P_Tot/EY,'LineWidth',1.5);
grid on;
ylim([min(P_Tot)/EY-max(P_Tot)*0.05/EY-0.1 max(P_Tot)*1.1/EY+0.1]);
% xlabel('Tempo(s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');
title('Consumo Total no Circuito Auxiliar','FontWeight','bold');

subplot(5,1,2);
stairs(T_comp/EX,Y_comp(:,2)/EY,'LineWidth',1.5);
title(['Consumo do Compressor de Ar'],'FontWeight','bold');
% xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');
ylim([min(Y_comp(:,2)/EY)-max(Y_comp(:,2)/EY)*0.05-0.1
max(Y_comp(:,2)/EY)*1.1+0.1]);
grid on;

subplot(5,1,3);
stairs(T_mt/EX,Potencia_mt/10^6,'LineWidth',1.5);
title('Potência Produzida em Frenagem Dinâmica','FontWeight','bold');
% xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (MW)','FontWeight','bold');
ylim([min(Potencia_mt/10^6)-max(Potencia_mt/10^6)*0.05-0.1
max(Potencia_mt/10^6)*1.1+0.1]);
grid on;

subplot(5,1,4);
plot(T_reg/EX,Y_reg(:,1)/EY,'LineWidth',1.5);
grid on;
title('Energia Armazenada na Bateria','FontWeight','bold');
ylim([-max(Y_reg(:,1))*0.05/EY-0.5 max(Y_reg(:,1))*1.1/EY+0.5]);
% xlabel('Tempo(s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Energia (kWh)','FontWeight','bold');

subplot(5,1,5);
plot((T_reg)/EX,Y_reg(:,2)/EY,'LineWidth',1.5);
grid on;
ylim([-max(Y_reg(:,2))*0.05/EY-0.5 max(Y_reg(:,2))*1.1/EY+0.5]);
xlabel('Tempo(s)*10^3','FontWeight','bold');

```

```

ylabel('Energia (kWh)', 'FontWeight', 'bold');
title('Energia Armazenada no Capacitor', 'FontWeight', 'bold');
set(F, 'Position', [0 42 720 742]);

%% Regeneração
Ebat = 0;
Ecap = 0;
EP_MT = 0;
EC_CA = 0;
Ebat_tmp = 0;
Ecap_tmp = 0;
for i = 1:length(Y_reg)
    if(Y_reg(i,1) >= 10)
        if(Y_reg(i,1) > Ebat_tmp)
            Ebat_tmp = Y_reg(i,1);
        end;
    else
        Ebat = Ebat + Ebat_tmp;
        Ebat_tmp = 0;
    end;
    if(Y_reg(i,2) >= 10)
        if(Y_reg(i,2) > Ecap_tmp)
            Ecap_tmp = Y_reg(i,2);
        end;
    else
        Ecap = Ecap + Ecap_tmp;
        Ecap_tmp = 0;
    end;
    EP_MT = EP_MT + Potencia_mt(i);
    if(Potencia_mt(i) > 0)
        if(Potencia_mt(i) > P_Tot(i))
            EC_CA = EC_CA + P_Tot(i);
        else
            EC_CA = EC_CA + Potencia_mt(i);
        end;
    end;
end;
Ebat = Ebat/(1e3);
Ecap = Ecap/(1e3);
EP_MT = EP_MT/(3.6e6);
EC_CA = EC_CA/(3.6e6);
ETR = Ebat + Ecap + EC_CA;
disp(['Energia no Banco de Baterias: ', num2str(Ebat), ' kWh']);
disp(['Energia no Banco de Capacitores: ', num2str(Ecap), ' kWh']);
disp(['Energia produzida pelos MTs: ', num2str(EP_MT), ' kWh']);
disp(['Energia consumida diretamente pelo Circuito Auxiliar: ', num2str(EC_CA), ' kWh']);
disp(['Energia regenerada total: ', num2str(ETR), ' kWh']);

%% Carregando Modelo Regeneração
U_reg = [Potencia_mt P_Tot];
x0_reg = [0 0 0 0 0 0 1 0 0];

N_BAT_S = 4;
N_C_BAT_P = 3;
N_CAP_P = 2;
S_reg = mld('regenera', Ts);
[X_reg, T_reg, D_reg, Z_reg, Y_reg] = sim(S_reg, x0_reg, U_reg);
Y_SIM1A = Y_reg(:, 1);
Y_SIM1B = Y_reg(:, 2);
N_C_BAT_P = 4;

```

```

N_BAT_S = 4;
N_CAP_P = 0.1;
S_reg = mld('regenera',Ts);
% U_reg = [Potencia_mt P_Tot];
% x0_reg = [0 0 0 0 0 0 1 0 0];
[X_reg,T_reg,D_reg,Z_reg,Y_reg]=sim(S_reg,x0_reg,U_reg);
Y_SIM2 = Y_reg(:,1);
N_C_BAT_P = 0.1;
N_BAT_S = 0.1;
N_CAP_P = 8;
S_reg = mld('regenera',Ts);
% U_reg = [Potencia_mt P_Tot];
% x0_reg = [0 0 0 0 0 0 1 0 0];
[X_reg,T_reg,D_reg,Z_reg,Y_reg]=sim(S_reg,x0_reg,U_reg);
Y_SIM3 = Y_reg(:,2);

%% Nova Figura
Fig = Fig + 1;

%% Figura comparação da energia regenerada
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
EY = 10^3;
LM = max([max(Y_SIM1A+Y_SIM1B) max(Y_SIM2) max(Y_SIM3)])/EY;
plot(T_reg/EX, (Y_SIM1A+Y_SIM1B)/EY, 'b', T_reg/EX, Y_SIM2/EY, 'r', T_reg/EX, Y_
SIM3/EY, 'k', 'LineWidth', 1.5);
grid on;
ylim([-LM*0.05-0.1 LM*1.05+0.1]);
title('Energia Armazenada no Acumulador', 'FontWeight', 'bold');
xlabel('Tempo (s) * 10^3', 'FontWeight', 'bold');
ylabel('Energia (kWh)', 'FontWeight', 'bold');
legend('12 baterias e 4 capacitores', '16 baterias', '16
capacitores', 'Location', 'NorthEast');
set(1, 'Position', [403 246 670 420]);

%% Salvando
for f=1:max(F)
    print(f, '-dmeta', ['Teste_Total_Hysdel_', num2str(f), '.emf']);
end

```

APÊNDICE C. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO NO MATLAB DO COMPRESSOR DE AR DO SISTEMA DE FREIO PNEUMÁTICO DA LOCOMOTIVA

O código fonte da Tabela 5.3 pode ser utilizado para simulação do compressor de ar do sistema de freio pneumático da locomotiva, sendo este desenvolvido no Matlab.

Tabela 5.3 - Código fonte da simulação do compressor de ar do sistema de freio da locomotiva no Matlab

```

%% COMPRESSOR DE AR DA LOCOMOTIVA
%% Limpando Workspace
clear all;
close all;
clc;

%% Parâmetros
Ts = 1; % Período (S)
TSim = 10e3; % Tempo total da simulação (S)
PMEG = 92; % Pressão máxima do enc. geral (Psi)
PiniRP = (140+125)/2; % Pressão inicial do Res. Princ.
(Psi)
Vz = 0.5; % Vazamento do trem (Psi/min)
NVag = 168; % Número de vagões
Freio = 27; % Aplicação de freio (Psi)
x0 = [PiniRP PMEG 0]; % Valor inicial dos estados
U = [ones(TSim,1)*PMEG]; % Entrada (1 - Pressão EG)
U(5e3-500:5e3,1) = PMEG-Freio; % Aplicação do Freio no EG
% U = xlsread('1166-190507.xlsx',strcat('e4:e',int2str(TSim+3)));
FI = 1.6;

%% Carregando Modelo do Hysdel
S = mld('compressor',Ts);

%% Simulando Modelo
[X,T,D,Z,Y]=sim(S,x0,U);

%% Figura 1
Fig = 1;
F = figure(Fig);
EX = 10^3;
subplot(2,1,1);
plot(T/EX,X(:,1),'b',T/EX,X(:,2),'r','LineWidth',1.5);
ylim([0 max(X(:,1))*1.05]);
title(['Pressão do Reservatório Principal e Encanamento Geral'],'FontWeight','bold');
xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Pressão (Psi)','FontWeight','bold');
grid on;
legend('Reservatório Principal','Encanamento Geral','Location','southeast');
% set(F,'Position',[360 278 594*FI 420*FI]);

%% Figura 2
% Fig = Fig + 1;
% F = figure(Fig);

```

```
subplot(2,1,2);
plot(T/EX,Y(:,2)/1000,'LineWidth',1.5);
ylim([0-max(Y(:,2)/1000)*0.05-1 max(Y(:,2)/1000)*1.05+1]);
title(['Consumo do Compressor'],'FontWeight','bold');
xlabel('Tempo (s)*10^3','FontWeight','bold');
ylabel('Potência (kW)','FontWeight','bold');
grid on;
% set(F,'Position', [360 278 594*FI 420*FI]);

%% Salvando
for f=1:max(F)
    print(f,'-dmeta',['IFAC_Compressor_Hysdel_',num2str(f),'.emf']);
end
```

APÊNDICE D. MODELO HYSDEL DO CONSUMO DO COMPRESSOR DE AR

O código-fonte da Tabela 5.4 pode ser utilizado para obtenção do modelo híbrido e simulação do compressor de ar da locomotiva BB40-9MW.

Tabela 5.4 - Código Hysdel do modelo do compressor de ar da locomotiva

```

SYSTEM compressor {
  INTERFACE {
    PARAMETER {
      REAL PMax = 140;          /* Pressão máxima Reserv. P. */
      REAL PMin = 125;        /* Pressão mínima Reserv. P. */
      REAL V_Princ = 918;     /* Volume do Reserv. Princ. */
      REAL Pot_Comp = 63;     /* Potência Compressor em HP */
      REAL V_Vag_Aux = 41;   /* Vol. Reserv. Aux. Vagões */
      REAL PMEG = 92;        /* Pressão Máxima do EG */
      REAL Comp_L = 6680;    /* Vel. Compressor (L/min) */
      REAL TXComp = (Comp_L/V_Princ); /* Taxa de Compressão */
    }
    /*
      REAL NVag;              /* Número de Vagões */
      REAL Vz;                /* Vazamento */
      REAL HPtoW = 745.7;    /* Conversão HP para W */
    }
    STATE {
      REAL P [0, 200];       /* Pressão no Cil. Principal */
      REAL AF [0, 100];     /* Aplicação de Freio */
      BOOL CompLig;         /* Compressor L/D */
    }
    INPUT {
      REAL Freio [0, 100];  /* Entrada Encanamento Geral */
    }
    OUTPUT {
      REAL Prec;             /* Pressão do Enc. Geral */
      REAL Cons_Comp;       /* Consumo do Compressor */
    }
  }
  IMPLEMENTATION {
    AUX {
      BOOL Pmx;
      BOOL Pmn;
      REAL TaxaComp;
      REAL CComp;
      BOOL AUX_FreioP;
      REAL AUX_ValorFreio;
      BOOL AUX_AlivFreio;
      BOOL AUX_FreioAplic;
      REAL AUX_VALivio;
      REAL AUX_MC1;
      BOOL AUX_TX1;
      REAL AUX_TX2;
      BOOL AUX_TX3;
      REAL AUX_TX4;
    }
    AD {
      Pmx = P >= PMax - (TXComp - Vz)/60; /* Pres. Ating.
PMax */

```

```

    Pmn = P <= PMin;          /* Pres. Ating. PMin */
    AUX_FreioP = Freio <= AF; /* Ent. Freio Mn. AF */
    AUX_AlivFreio = Freio >= PMEG-2; /* Freio Aliviado */
    AUX_FreioAplic = AF <= PMEG-5; /* Freio Aplicado */
    AUX_TX1 = P <= PMEG;
    AUX_TX3 = P - (Freio-AF)*(NVag/2)*V_Vag_Aux/V_Princ <=
PMEG;
}
DA {
    TaxaComp = {IF CompLig THEN TXComp ELSE 0};
    CComp = {IF CompLig THEN Pot_Comp*HPtoW ELSE 0};
    AUX_ValorFreio = {IF AUX_FreioP THEN Freio ELSE AF};
    AUX_VALivio = {IF (AUX_AlivFreio & AUX_FreioAplic) THEN
(Freio-AUX_ValorFreio)};
    AUX_TX2 = {IF AUX_TX1 THEN TXComp-
(Comp_L/(V_Princ+NVag*V_Vag_Aux/2)) ELSE 0};
    AUX_TX4 = {IF (AUX_TX3 & AUX_AlivFreio & AUX_FreioAplic)
THEN ((P*V_Princ+(NVag/2)*V_Vag_Aux*AF)/(V_Princ+V_Vag_Aux*NVag/2))-
(P-(Freio-AF)*(NVag/2)*V_Vag_Aux/V_Princ) ELSE 0};
}
    LINEAR {
        AUX_MC1 = P - (Vz/60) + (TaxaComp/60) -
AUX_VALivio*(NVag/2)*V_Vag_Aux/V_Princ - AUX_TX2/60 + AUX_TX4;
        /* AUX_MC1 = P - (Vz/60) + (TaxaComp/60) - (Freio-
AUX_ValorFreio)*(NVag/2)*V_Vag_Aux/V_Princ - AUX_TX2/60 + AUX_TX4;
        */
    }
    AUTOMATA {
        CompLig = (CompLig & ~Pmx) | (~CompLig & Pmn);
    }
    CONTINUOUS {
        P = AUX_MC1;
        AF = AUX_ValorFreio + AUX_VALivio;
    }
    OUTPUT {
        Prec = P;          /* Pressão no Reserv. Princ. */
        Cons_Comp = CComp; /* Consumo do Compressor */
    }
}
}

```

APÊNDICE E. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO NO MATLAB DO AR CONDICIONADO DA LOCOMOTIVA

Na Tabela 5.5 tem o código fonte da simulação do ar condicionado da locomotiva desenvolvido no Matlab.

Tabela 5.5 - Código fonte do modelo do compressor de ar do sistema de freio da locomotiva no Matlab

```

%% Ar condicionado
%% Limpando Workspace
clear all;
close all;
clc;

%% Dados
Ts = 1;
TSim = 10e3;
Ch_LD_AC = ones(TSim,1);
Ch_LD_AC(1:TSim/4,1) = 0;
FI = 0.7;

%% Simulando
ar_condicionado;

%% Gráfico do Ar Condicionado Ligado/Desligado
Fig = 1;
F = figure(Fig);
plot(t,Ch_LD_AC);
grid on;
ylim([min(Ch_LD_AC)-max(Ch_LD_AC)*0.1 max(Ch_LD_AC)*1.1]);
xlabel('Tempo(s)');
title('Estado do Ar Condicionado','FontWeight','bold');
set(F,'Position',[360 278 594*FI 420*FI]);

%% Gráfico do consumo
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
plot(t,PotAC);
grid on;
ylim([min(PotAC)-max(PotAC)*0.1 max(PotAC)*1.1]);
xlabel('Tempo(s)');
% ylabel('Potência (W)');
title('Consumo Ar Condicionado (W)','FontWeight','bold');
set(F,'Position',[360 278 594*FI 420*FI]);

%% Salvando
for f=1:max(F)
    print(f,'-dmeta',['Ar_Condicionado_',num2str(f),'.emf']);
end

```

APÊNDICE F. MODELO DESENVOLVIDO NO MATLAB DO CONSUMO DO AR CODICIONADO DA LOCOMOTIVA

O código-fonte da Tabela 5.6 pode ser utilizado para obtenção do consumo do ar condicionado da locomotiva.

Tabela 5.6 - Código fonte do modelo para cálculo do consumo do ar condicionado desenvolvido no Matlab

```

%% Ar condicionado
PotBTU = 22000; % Potência em BTUs
FatU = 0.7; % Fator de utilização
BtuToWatts = 0.2929; % Fator para conversão BTU p
W
FatOSC = 4; % Fator de oscilação

%% Simulando
t = 1:TSim;
PotAC = Ch_LD_AC*PotBTU*BtuToWatts*FatU;
aux_AC1 = 0;
aux_AC2 = 0;
for i=1:length(PotAC)
    if(aux_AC1 == 0)
        if(PotAC(i,1))
            aux_AC1 = 1;
            aux_AC2 = i;
        end
    end
    if(Ch_LD_AC(i,1))
        PotAC(i,1) = PotAC(i,1)+sin((i-
aux_AC2)/(200*pi)+pi*3.75/2)*PotBTU*BtuToWatts*(1-FatU)/FatOSC;
    else
        aux_AC1 = 0;
    end
end
end

```

APÊNDICE G. EXEMPLO DE SIMULAÇÃO NO MATLAB DO SOPRADOR DE AR DO ALTERNADOR PRINCIPAL

A Tabela 5.7 contém o código fonte da simulação do soprador de ar do Alternador Principal, desenvolvido no Matlab.

Tabela 5.7 - Código fonte para simulação do soprador de ar do alternador principal desenvolvido no Matlab

```

%% TESTE SOPRADOR ALTERNADOR
% Limpando os dados
clear all;
close all;
clc;

%% Dados
Ts = 1; % Passo de simulação
TSim = 10e3; % Tempo de simulação
U = xlsread('1166-190507.xlsx',strcat('b3:c',int2str(TSim+3)));
x0 = [30 0]; % Estado inicial do soprador
TA = 30; % Temperatura Ambiente
FI = 0.7;

%% Carregando Modelo do Soprador do Alternador
S = mld('soprador_alternador',Ts);

%% Simulando Modelo do Soprador do Alternador
[X,T,D,Z,Y]=sim(S,x0,U);

%% Figura - Temperatura do Alternador de Tração
Fig = 1;
F = figure(Fig);
plot(T,X(:,1));
xlabel('Tempo (s)');
% ylabel('Temp. (°C)');
grid on;
set(F,'Position', [360 278 594*FI 420*FI]);
title('Temperatura Alternador (°C)','FontWeight','bold');
Fig = Fig + 1;
F = figure(Fig);
plot(T,Y(:));
grid on;
xlabel('Tempo (s)');
% ylabel('Potência (W)');
title('Consumo do Soprador (W)','FontWeight','bold');
ylim([(min(Y(:))-max(Y(:)))*0.05-1 max(Y(:))*1.05+1]);
set(F,'Position', [360 278 594*FI 420*FI]);

%% Salvar
for f=1:max(F)
    print(f,'-dmeta',['Soprador_AP_Hysdel_',num2str(f),'.emf']);
end

```

APÊNDICE H. MODELO HYSDEL PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE ENERGIA DO SOPRADOR DO ALTERNADOR PRINCIPAL

O código-fonte da Tabela 5.8 pode ser utilizado para obtenção do consumo do soprador de ar do Alternador Principal utilizando a ferramenta Hysdel.

Tabela 5.8 - Código fonte do modelo para cálculo do consumo de energia do alternador principal desenvolvido no Hysdel

```

SYSTEM soprador_alternador {
  INTERFACE {
    PARAMETER {
      REAL PSA_HP = 47;          /* Potência do Soprador */
      REAL CHW = 750;           /* Conversão de HP para W */
      REAL TLSA = 80;           /* Temperatura para ligar o
soprador */
      REAL TDSA = 35;           /* Temperatura para desligar o
soprador */
      REAL FDRA = 0.000509;     /* Fator de dissipação do calor
do alternador */
      REAL TA;                  /* Temperatura Ambiente */
      REAL TRSL = 5;            /* Tempo de resfriamento do
alternador com soprador ligado */
      REAL TAMC = 8;            /* Tempo para aquecer alternador
com corrente máxima */
      REAL TAMV = 30;           /* Tempo para aquecer alternador
com tensão máxima */
      REAL IMMT = 800;          /* Corrente máxima dos motores
de tração */
      REAL VMMT = 1290;         /* Tensão máxima dos motores de
tração */
    }
    STATE {
      REAL TEMP[-200, 200];     /* Estado Temperatura do
Alternador */
      BOOL SA_LD;               /* Estado do Soprador do
Alternador */
    }
    INPUT {
      REAL I [0, 2000];         /* Entrada Corrente do GP */
      REAL V [0, 1400];         /* Entrada Tensão do GP */
    }
    OUTPUT {
      REAL CSA;                 /* Saída Consumo do Soprador do
GP */
    }
  }
  IMPLEMENTATION {
    AUX {
      REAL AUX_FS;
      BOOL AUX_LIG;
      BOOL AUX_DES;
      REAL AUX_T;
    }
    AD {

```

```

        AUX_LIG = TEMP >= TLSA;
        AUX_DES = TEMP <= TDSA;
    }
    DA {
        AUX_FS = {IF (SA_LD) THEN -((TLSA-TDSA)/(TRSL*60)) ELSE
0};
    }
    LINEAR {
        AUX_T = (TEMP - TA) * FDRA;
    }
    AUTOMATA {
        SA_LD = (SA_LD & ~AUX_DES) | AUX_LIG;
    }
    CONTINUOUS {
        TEMP = TEMP + AUX_FS + (I/(TAMC*IMMT) +
V/(TAMV*VMMT))*((TLSA-TDSA)/60) - AUX_T;
    }
    /*      MUST {
        } */
    OUTPUT {
        CSA = (REAL SA_LD)*CHW*PSA_HP;
    }
}

```